

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Optimalizace výfukového systému

Optimising of Exhaust System

Student: Bc. Jiří Kořínek

Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Kořínek**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje

Téma: Optimalizace výfukového systému
Optimising of Exhaust System

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte řešerši dané problematiky. Dále proveďte konstrukční návrh svodů výfukových spalin v součinnosti s lambda sondami a dalšími potřebnými prvky za účelem zvýšení výkonu automobilu. Proveďte potřebné simulace systému. Zpracujte výkresovou dokumentaci a tu podložte potřebnými výpočty, studiemi a měřeními. Detailní specifikaci provozních a dalších parametrů určí vedoucí závěrečné práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s. LEINVEBER, J. - ŘASA, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6 KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016
Datum odevzdání: 15.05.2017

doc. Dr. Ing. Ladislav kovář
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářského projektu a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5.

2017.....

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO), má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů. (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. 5. 2017

.....
Jiří Kořínek

Jméno a příjmení autora práce:

Jiří Kořínek

Adresa trvalého pobytu:

Sadová 4153 , Kroměříž

767 01

Anotace diplomové práce

Bc. KOŘÍNEK J. *Optimalizace výfukového systému*

Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2017. 65 s

Diplomová práce, vedoucí: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací výfukového systému s cílem zvýšení výkonu automobilu. První část je zaměřena na seznámení s problematikou, celkový obecný popis a složení celého systému, která pokračuje v další kapitole simulace stávajícího systému. Navazující kapitolou, která se odráží od předchozí, je simulace optimalizovaného systému, který je porovnán s původním. Konečná fáze práce je 3D model systému.

Annotation of thesis

Bc. Kořínek J. *Optimising of exhaust systém*

Ostrava : Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering
VŠB – Technical university of Ostrava, 2017. 65 s

Thesis, head : doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

This thesis deals with the optimization of the exhaust system to enhance performance of car. The first part is focused on familiarization with problems, overall general description and composition of the entire systém, which continues in the next chapter of the existing system simulation. Next chapter, which is reflected by the previous, is optimized simulation system, which is compared with the original. The final phase of work is a 3D model of the system.

Obsah

1	Úvod.....	8
2	Rešerše dané problematiky	9
2.1	Výfukové kanálky.....	9
2.2	Výfukové svody	10
2.3	Kolektor	11
2.4	Spojovací potrubí	12
2.5	Druhy materiálů sběrných potrubí	12
2.6	Katalyzátory.....	13
2.7	Lambda-sonda	15
2.8	Tlumiče výfukového systému	16
2.9	Proudění	19
3	Funkční výpočty	20
3.1	Výpočet délky svodů	20
3.2	Výpočet kinematiky klikového mechanismu	21
3.2.1	Velikost střední pístové rychlosti	21
3.2.2	Výpočet dráhy pístu	22
3.2.3	Výpočet rychlosti pístu.....	23
3.2.4	Výpočet zrychlení pístu	24
3.3	Výpočet hydraulických ztrát	25
3.3.1	Ztráty v místě zvětšení průměru potrubí	25
3.3.2	Ztráty v místě zmenšení průměru potrubí	25
3.3.3	Ztráty v kolenech a jinak zakřiveném potrubí	26
3.3.4	Ztráty v potrubí s pozvolnou změnou průměru	26
3.3.5	Hydraulické ztráty v samotném výfukovém systému	26
3.3.6	Hydraulické ztráty ve výfukovém kanálku po délce	27
3.3.7	Hydraulické ztráty ve výfukových svodech po délce.....	27
3.3.8	Místní hydraulické ztráty ve výfukovém kanálku	28
3.3.9	Místní hydraulické ztráty ve výfukových svodech.....	29
4	Konstrukční provedení výfukového systému	30
4.1	Původní výfukový systém	31
4.2	Optimalizovaný výfukový systém	34
5	Lotus engine simulation (LES)	36
5.1	Stručný popis programu LES.....	36
5.2	Výfukový systém.....	44
6	Matematický model pohonné jednotky a jeho simulace.....	47
6.1	Model sériového systému motoru	47
6.2	Model optimalizovaného systému motoru	54
6.3	Skutečné změření výkonu motoru BMW M54B30 sériového provedení na výkonové brzdě	58
7	Závěr	64

Seznam použitých značek a indexů

Veličina

Značka

Jednotka

Délka výfukových svodů

L_e

mm

Rychlost zvuku ve vzduchu

a_e

$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Perioda

θ_{er}

s

Otáčky motoru při nejvyšším kroutícím momentu

N

min^{-1}

Adiabatický koeficient

γ

-

Plynová konstanta

R

$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$

Teplota

T

K

Střední pístová rychlost

C_S

$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Zdvih válce

Z

mm

Otáčky motoru

n

s^{-1}

Poloměr klikového hřídele

r_k

mm

Délka ojnice

l_o

mm

Ojniční poměr

λ_0

-

Dráha pístu

s_p

mm

První složka dráhy pístu

s_{1p}

mm

Druhá složka dráhy pístu

s_{2p}

mm

Úhlová rychlost

ω_{\max}

s^{-1}

Rychlost pístu

v_p

$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

První složka rychlosti pístu

v_{1p}

$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Druhá složka rychlosti pístu

v_{2p}

$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Zrychlení pístu

a_p

$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

První složka zrychlení pístu

a_{1p}

$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

Druhá složka zrychlení pístu

a_{2p}

$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

Reynoldsovo číslo

Re

-

Ztrátový třecí součinitel

λ

-

Hydraulické ztráty po délce

Y_{ZTk}

$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$

Hydraulické ztráty po délce

Y_{ZTk}

$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$

Rychlost spalín ve výfukových svodech

v_2

$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průměr výfukového kanálu

d_k

mm

Průměr výfukového svodu

d_s

mm

Místní ztrátový součinitel

ξ

-

Místní ztráty ve výfukovém kanálu

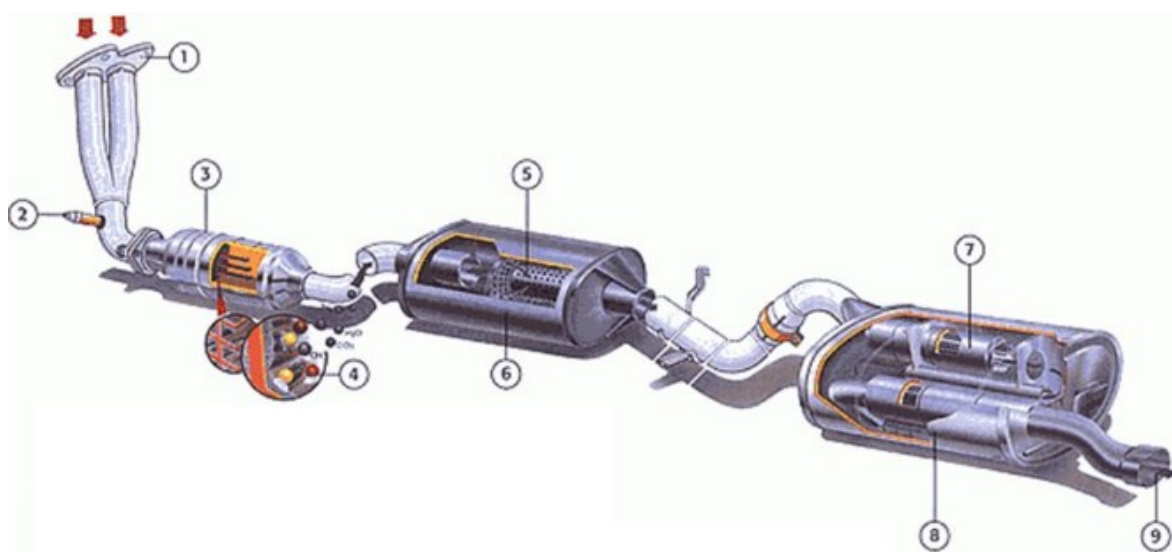
Y_{Zm}

$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$

1 Úvod

Výfukový systém slouží k odvodu spalin z průběhu práce motoru. Dlouhou řadu let to byla opomíjená část automobilů. Přitom se jedná o jeden z nejdůležitějších komponentů motorového průmyslu. Výfukový systém je velice namáhaná část, a to jak tepelně, tak i na tlumení hluku, který motor při práci vydává. Důležitou funkcí je také zefektivnění práce neboli zvýšení výkonu motoru, čímž se tato práce zabývá. Sériové výfuky mají svoji specifickou konstrukci a charakteristiku pro každý model. Vývoj a konstrukce automobilek je velice ovlivňován normami a předpisy. A to hlavně emisními normami a omezení hlučnosti. Pokud se bavíme o emisích, tak je nutné zmínit velice důležitou součást výfuku a tím jsou katalyzátory. Pokud se zvyšuje výkon nebo mění zvuk na základě úpravy výfukového systému, je nutné si tuto změnu homologovat.

Náplní této diplomové práce je seznámit se obecně s výfukovou soustavou čtyřdobého motoru. Vysvětlení proudění a pulsů, které vznikají nejvíce těsně za svody, ale i v celém systému. Funkce a zapojení lambda-sond spolu s funkcí katalyzátorů.



Obr. 1 – Obecně znázornění výfukového systému [3]

Popis obrázku:

- 1 - příruba ke sběrnému potrubí
- 2 - lambda-sonda
- 3 - třístupný katalyzátor
- 4 - naznačení chemické činnosti katalyzátoru
- 5 - expanzní komora prvního tlumiče
- 6 - plášť tlumiče
- 7 - tlumicí prvky tlumiče
- 8 - plášť druhého tlumiče
- 9 - vyústění výfuku

2 Rešerše dané problematiky

Prvotním nápadem bylo zvýšení výkonu automobilu pouze mechanickou cestou bez možnosti přeplňování motoru nebo úpravy řídicí jednotky. Poté následoval výpočet a konstrukce stejně dlouhých výfukových svodů a to při stísněných prostorových podmínkách v motorovém prostoru auta, který je už daný od sériové výroby automobilu. Nedílnou součástí výpočtů je kinematika klikového mechanismu k určení rychlosti spalín a také výpočty ztrát proudění. Všechny tyto hodnoty budou vkládány do simulačního programu LOTUS ENGINE SIMULATION (LES), jako vstupní veličiny potřebné k simulaci a následných výsledků, které se budou co nejvíce blížit realitě. Klíčovou náplní této práce budou simulace původního a optimalizovaného systému, které následně porovnáme. Změna, kterou bych chtěl dosáhnout je zvýšení výkonu minimálně o 10 koní. Jelikož má každý motor o stejné specifikaci trochu jinou výkonovou charakteristiku, budou se výsledky simulace původního systému lišit od hodnot výkonové brzdy, na které byl změřen stávající výkon motoru.

2.1 Výfukové kanálky

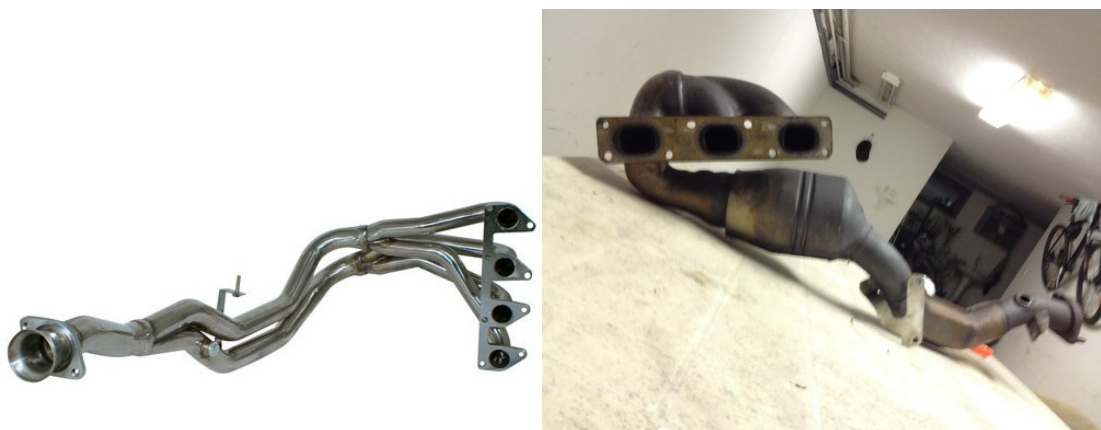
Výfukové kanálky jsou prvotní částí výfukového systému. Kanálky se nachází v hlavě válců a jsou velice důležité z hlediska místních ztrát proudění plynů. Úkolem těchto kanálků je co nejrychleji odvést spaliny mimo pracovní prostor motoru. Konstrukčním požadavkem kanálků je minimalizace tepelných ztrát při průtoku spalín. V dnešní době při vývoji výrobních technologií se výfukové kanálky spojují u některých motorů již v hlavě motoru a touto konstrukční změnou odpadají výfukové svody. U dnešních tzv. sportovních amatérských úpravách motoru již nejde změnit tvar kanálku, tak jak tomu bylo před pár lety. Jedinou možnou změnou průtoku spalín v kanálku je vyleštění povrchu, čímž průtok vylepšíme jen nepatrně.



Obr. 2 – vlevo výfukový kanálek, vpravo sací kanálek [5]

2.2 Výfukové svody

Výfukové svody jsou primární částí systému. Nachází se v motorovém prostoru a jsou namontovány na blok motoru, kde vyústí výfukové kanály. Jejich primární funkce je odvádění spalín z každého válce zvlášť. Svody jsou složeny také z několika částí a to ze tří. První je příruba, ve které jsou vyvrtány díry s přesnou roztečí a rozměry jako má protikus (motor). V motoru jsou zalaty šrouby potřebné ke smontování s přírubou svodů. Druhou částí jsou zmiňované jednotlivé svody. Jednoduše řečeno to jsou trubky, které se scházejí v jednom místě a jsou zavařeny v tzv. kolektoru. Kolektor je poslední částí svodů. Vše je znázorněno na níže přiloženém obrázku.



Obr. 3 – vlevo obecně optimalizované v. svody, [6]
vpravo původní v. svody

Výfukové svody neboli sběrné potrubí plní primárně funkci odvodu spalín, jak již bylo řečeno výše. Z důvodu vysokých teplot, které dosahují u některých motorů i přes 1000°C, jsou vyrobeny z litiny, žáruvzdorných ocelí či titanu. Pravidlem konstrukce svodů je spojení potrubí vždy těch válců, ve kterých probíhá opačná fáze. To znamená, že když dojde v jednom válci k době výfuku, tak se tlaková vlna šíří svodem a na jeho konci vyvolá v jeho okolí podtlak, což zapříčiní pomoc při vypláchnutí válce v opačné fázi. Tato práce se zabývá výfukovým systémem pro řadový šestiválcový atmosférický motor. Spojení svodů proto bude následovné. 1-2-3 a 4-5-6. Je to z důvodu pořadí zapalování a to 1-5-3 6-2-4. Cílem návrhu výfukových svodů je maximální využití hybné síly a setrvačnosti plynů, které vytvoří právě zmiňovaný podtlak potřebný pro vypláchnutí vedlejšího válce. Existují dvě konstrukční řešení svodů pro daný šestiválcový motor.

Pro závodní účely je optimální, aby každá sběrnice vedla od motoru až po konec výfuku samostatně. Pro automobily používané v běžném provozu se konfiguruje svody 2x 3-2-1 nebo jen 2x 3-1. Další konstrukční problematikou je průměr a hlavně délka svodů. Pokud chceme dosáhnout výše napsaného efektivního vyplachování válců, musí se jednotlivé sběrnice navrhnout tak, aby všechny byly stejně dlouhé. Jen tak tlakové vlny urazí

z každého válce stejnou dráhu a načasování výplachu bude optimální. Délka svodů ovlivňuje spektrum otáček kde bude mít motor největší kroutící moment. Čím delší trubky svodů, tím se maximální hodnota kroutícího momentu posunuje do vyššího pásma otáček.



Obr. 4 – litinové optimalizované svody [7]

2.3 Kolektor

Kolektor slouží jako spojnice pro více potrubí. Tato součást shromažďuje tolik potrubí, jak je konstrukčně dáno. Výfukové svody se po styku zúží na menší průměr, než je průměr následujícího potrubí, což vytvoří tzv. dýzu. Následně průměr postupně roste až na potřebnou hodnotu průměru další části výfukového systému. Tato výše zmíněná dýza má za následek lepší proudění ve výfukových svodech. U sériového automobilu se však s tímto konstrukčním prvkem nesetkáme. Je to záležitost sportovně upravených vozů.



Obr. 5 - Kolektor [5]

2.4 Spojovací potrubí

Spojovací potrubí je konstrukčně nejjednodušší součástí výfukového systému. Slouží k odvodu spalin z místa, kde se setkává sběrné potrubí výfukových svodů tzv. kolektoru k tlumiči hluku. Na řešeném modelu auta jsou dohromady tři tlumiče, které zredukuji na dva. Takže spojovací potrubí se bude dělit pouze na dvě části. Nesmíme zapomenout, že i u spojovacího potrubí se musí dbát na rozměry, tvar a materiál. Stejně tak jako u jiných prvků výfukového systému mají tyto parametry u spojovacího potrubí vliv na výkonovou charakteristiku motoru.



Obr. 6 – Upravené výfukové potrubí z nerezové oceli [5]

2.5 Druhy materiálů sběrných potrubí

Šedá litina

Šedá litina je slitina železa a uhlíku. Obsah uhlíku je větší než 2,14%. Svody z tohoto materiálu se používaly u automobilů staršího ročníku. Výhoda je odolnost proti oxidaci, pohlcuje vibrace a hluk. Naopak mezi velké nevýhody patří příliš vysoká hmotnost a velký odvod tepla což prodlužuje dobu náběhu pracovní teploty katalyzátoru.

Žárovzdorná ocel

Tato ocel má vyšší obsah chromu, což má za příčinu odolnost proti korozi i v pracovních podmínkách, kde teplota dosahuje až 1200°C. Před několika lety byla žárovzdorná ocel používána jen u závodních modelů, což je dnes už ale historie. Nyní je výroba výfukového systému z tohoto materiálu nedílnou součástí automobilového průmyslu. Jedinou nevýhodou je cena. Oproti odlitkům je tato varianta znatelně dražší, protože se musí dbát zřetel na přesné tváření svařovaných dílců systému.

Tabulka 1 - Vlastnosti výfukových materiálů

Materiál	Hustota materiálu [kg/m ³]	Tepelná vodivost [W/m·K]	Tepelná kapacita [kJ/kg]
Šedá litina	7200 -7300	42 - 63	0,545
Žárovzdorná ocel	7840	46	0,460
Titan	4506	21,9	0,523

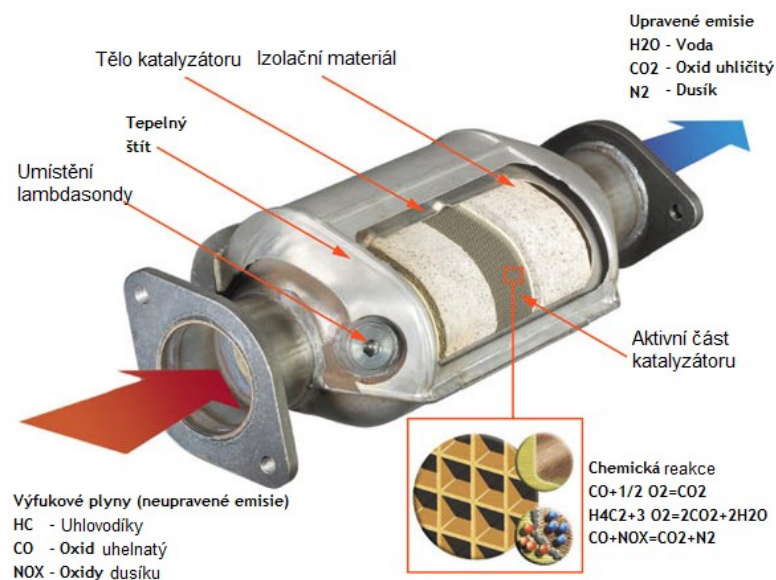
2.6 Katalyzátory

Katalyzátor je zařízení, které snižuje obsah kyslíčnicku uhelnatého a uhlovodíků ve výfukových plynech pomocí chemického procesu. Tyto látky mají nepříznivý vliv na živé organismy. Některé z těchto látek působí nepřímo a některé přímo. Pokud se bavíme o nepřímých účincích, tak ty mají oxidy dusíku, které tvoří v atmosféře velmi slabé dusíkaté kyseliny. Následkem toho jsou kyselé deště, které ničí flóru na zemi. Mezi přímé účinky na lidské zdraví patří především nespálené uhlovodíky, které mají na živý organismus karcinogenní účinky. Patří mezi povinnou výbavu výfukového systému aut. V roce 1991 byla stanovena emisní norma EURO, kvůli zvyšujícímu počtu automobilů a tím i exhalaci. U automobilů je katalyzátor výfukového systému umístěn co nejbližší k motoru aby se co nejdříve zahřál na provozní teplotu.

Katalyzátor obsahuje kovovou nebo keramickou vložku, která vypadá jako pláštěv. Tato vložka má na povrchu nanesenou vrstvu některých vzácných kovů jako jsou Rhodiu či Platina. Zmíněné materiály způsobují reakci při průchodu výfukových plynů a redukuje množství škodlivin.

Neřízený katalyzátor

Používají se u zážehových motorů. Nedílnou součástí je lambda sonda, která bývá obvykle před i za katalyzátorem. Lambda-sonda předává informace řídicí jednotce podle množství zbytkového kyslíku ve výfukových plynech a upravuje dle potřeby poměr palivové směsi pro optimální pracovní podmínky motoru a katalyzátoru.



Obr. 7 – Schéma a popis funkce katalyzátoru [9]

Tabulka 2 – Emisní limity [10]

Přehled emisních limitů EURO (g/km)						
Limit	Platnost od	CO	HC	HC+Nox	Nox	Částice
Benzínové motory						
EURO 1	07/1992	2,72	-	0,97	-	-
EURO 2	01/1996	2,2	-	0,5	-	-
EURO 3	01/2000	2,30	0,20	-	0,15	-
EURO 4	01/2005	1,0	0,10	-	0,08	-
EURO 5	06/2008	1,0	0,075	-	0,06	0,005
Dieselové motory						
EURO 1	07/1992	2,72	-	0,97	-	0,14
EURO 2	01/1996	1,0	-	0,7	-	0,08
EURO 3	01/2000	0,64	-	0,56	0,50	0,05
EURO 4	01/2005	0,50	-	0,30	0,25	0,025
EURO 5	06/2008	0,50	-	0,25	0,20	0,025

Obsah katalyzátoru

Katalyzátory obecně obsahují keramickou nebo kovovou vložku.

Katalyzátory vybavené keramickou vložkou bývají zařazeny do levnějších skupin.

Nevýhoda je náchylnost na poškození při nárazu tvrdého předmětu na katalyzátor za běžného provozu. Tento druh katalyzátoru není kompatibilní s alternativním pohonem

LPG nebo CNG. Při používání této nevhodné kombinace dochází k rozpouštění vložky kvůli vyšším provozním teplotám než u benzínového paliva. Kovová vložka katalyzátoru je nepatrně dražší. Oproti keramické vložce je kovová odolnější a může být používána v kombinaci s LPG/CNG.

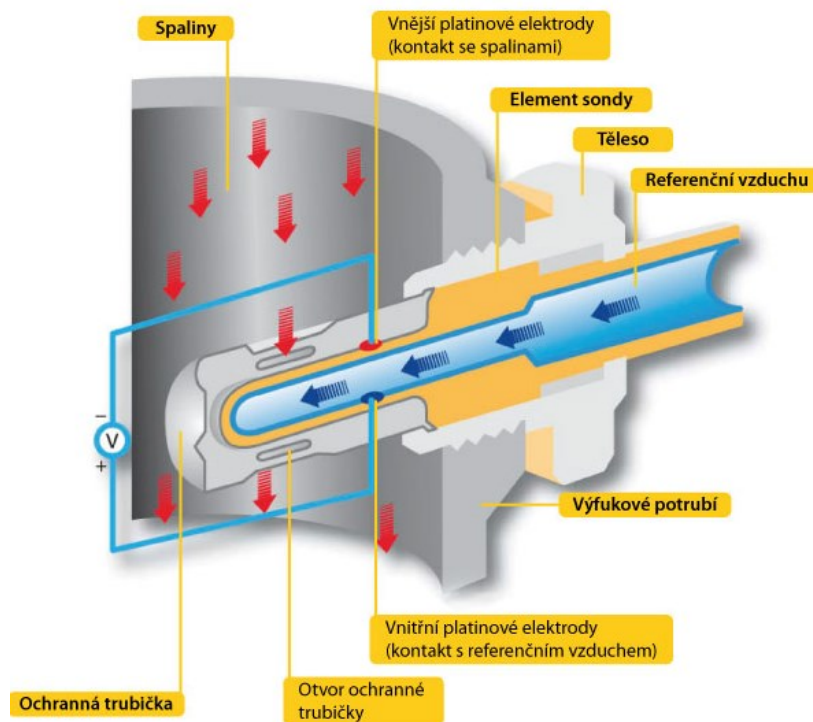
Typy katalyzátorů

Do rozčlenění typů katalyzátorů se řadí originální a univerzální katalyzátory. Originální katalyzátory jsou podstatně dražší než univerzální katalyzátory. Nespornou výhodou je, že jsou určené přesně na daný typ vozidla.

Univerzální katalyzátory bývají levnější než originální a to především z důvodu, že mají svůj univerzální tvar a ne vždy mohou být použity pro všechny typy vozidel. Některé z těchto katalyzátorů plní dokonce i stejnou funkci jako originální, pokud se nebudeme o sportovních univerzálních katalyzátorech. Sportovní katalyzátory mají horší hodnotu emisí, ale na druhou stranu mají větší průchodnost výfukových plynů, což má za následek dokonalejší proudění spalin a tím se stává motor pružnější.

2.7 Lambda-sonda

Lambda-sondou jsou vybaveny automobily s elektronickým vstřikováním paliva. Pomocí snímače zbytkového kyslíku ve výfukových plynech se zajišťuje správný směšovací poměr pro dokonalé spalování a správnou funkci katalyzátoru. Hlavní částí lambda-sondy je keramická trubička a matice, která se stává vodivou při zahřátí na provozní teplotu. Proud spalin plní účel oplachování vnějšího pláště. Vnitřní tzv. povrch je zčásti v kontaktu s atmosférickým vzduchem čímž vznikají rozdílné koncentrace O_2 a vznikají tak různá napětí U . Právě tyto hodnoty napětí jsou odesílány řídicí jednotce, která vyhodnocuje, jak bude směs bohatá a tím i upravuje množství vstřikovaného paliva do pracovního prostoru válce.



Obr. 8 – Lambda-sonda [10]

2.8 Tlumiče výfukového systému

Úkolem tlumičů hluku je snížení jejich hladin, které jsou vytvářeny prací motoru.

Pro osobní automobily se obvykle používají dva tlumiče, které mají rozdílné funkce a každý má jiné frekvenční ladění. Zatím jsou nám známy jen tři druhy tlumičů, které jsou popsány níže.

Absorpční tlumič

Principem absorpčního tlumiče je přeměna akustické energie na jinou formu energie.

Tlumič může být jednokomorový nebo vícekomorový. Skládá se z perforovaných trubek a měkkého porézního materiálu tzv. absorpčním médiem, který pohlcuje hlukové vlny a přeměňuje je na teplo. Komory jsou vyplněny skelnými vlákny nebo minerální vatou, což má za účinek pohlcování hluku o vyšších frekvencích. Tyto pohlcovače akustické energie ve formě vláken se postupem času setkávají s velkým problémem, a sice vypalování tlumící vlny, který má za následek snížení pohlcování hlukových vln. Tyto zmíněné konstrukční prvky mají vysoké nároky na tepelnou odolnost použitého materiálu.



Obr. 9 – Absorpční tlumič [8]

Rezonanční tlumič

Princip tohoto typu tlumiče spočívá na principu odrazu tlakové vlny. Konstrukční problematikou je vhodné zvolení délky tlumiče, při které se původní a odražená vlna navzájem vyruší. Ve většině případech se délka tlumiče volí jako lichý násobek čtvrtiny vlnové délky.

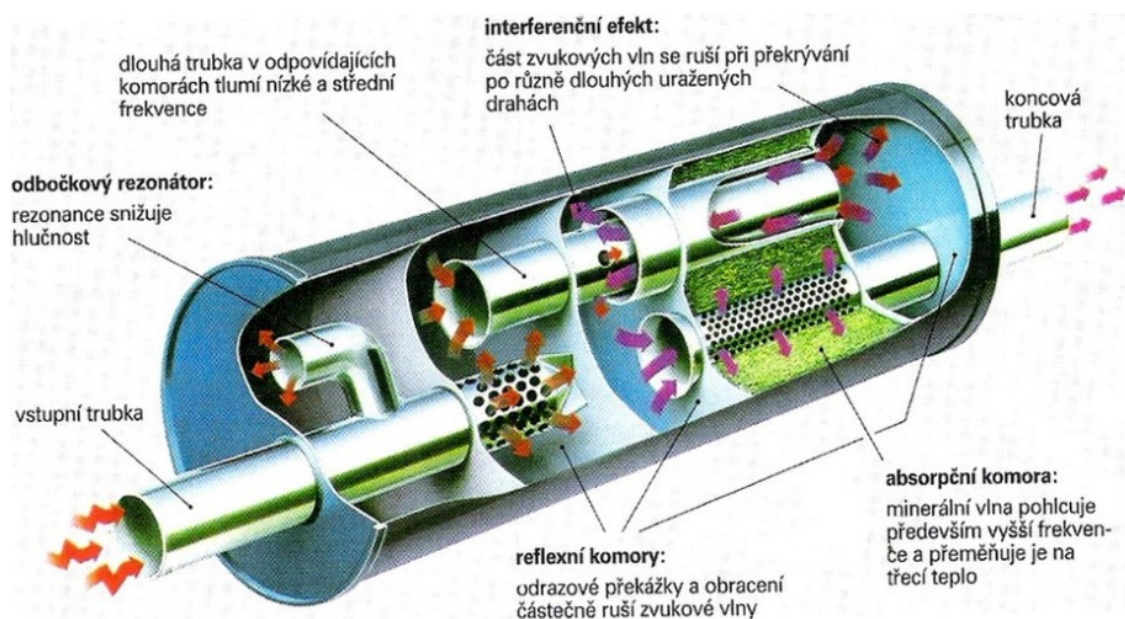
S tímto tlumičem je možnost dosáhnout velkého útlumu hluku některých frekvencí. Při interferenci dochází k rozdělení výfukových plynů do dvou nebo více proudů. Zvukové vlny se částečně vyruší díky uplynutím různých drah plynů, které se na konci znovu spojí.



Obr. 10 – Rezonanční tlumič [8]

Kombinovaný tlumič

Kombinovaný tlumič plní všechny funkce a tlumí hluky rozdílných frekvencí, které jsou zmíněny výše. Proto je dobré tento tlumič používat.



Obr. 11 – Popis kombinovaného tlumiče [8]

Koncovka tlumiče

Koncovka tlumiče je posledním dílcem celé výfukové soustavy a také je jedinou viditelnou součástí výfukového systému. Proto se dnes čím dál častěji setkáváme s opravdu designově propracovanými koncovkami. Tato jediná část výfukového systému nemá značný vliv jak na výkonovou charakteristiku motoru, tak na zvukovém projevu vozidla. Používá se pouze k vylepšení vzhledu vozidla. I tady je potřeba dbát na bezpečnost, a proto by měla být koncovka bezpečným zakončením ve formě nějaké křivky. Mezi ty nevhodné patří zakončení ostrou hranou.



Obr. 12 – Koncovka tlumiče [5]

2.9 Proudění

Proudění je pohyb tekutiny, které obecně nazýváme prouděním. Tekutiny jsou obecně rozděleny na ideální a reálné. Ideální kapalina je nestlačitelná, bez vnitřního tření. Reálná kapalina se od ideální odlišuje vnitřním třením a objemovou stlačitelností kapaliny. Zmíněná objemová stlačitelnost je v praxi natolik malá, že ji při výpočtech můžeme zanedbat.

Nevířivé a vířivé proudění

Nevířivé proudění se vyznačuje přímočarým nebo křivočarým pohybem částic, které nemají rotaci kolem vlastní osy. Nevířivé neboli potenciální proudění má i svůj potenciální vír, kdy částice rotují kolem vírového vlákna. Již zmiňovaná ideální kapalina proudí v převážné většině potenciálně.

Vířivé proudění je opakem potenciálního (nevířivého) proudění. Kromě přímočarého a křivočarého pohybu částice konají navíc rotační pohyb kolem své osy. Toto proudění vzniká v oblastech potrubí, kde tekutina musí obtékat nějakou překážku.

Turbulentní proudění a turbulentní proudění

Při turbulentním proudění mají částice pohyb, který se skládá ze dvou částí. První složkou pohybu je vektor rychlosti, který je rovnoběžný se směrem proudění. Druhou složkou pohybu je tzv. fluktuační rychlost. Je to rychlost, kterou se dané částice pohybují po průřezu s proměnlivou velikostí a směrem.

Při laminárním proudění se částice pohybují ve vrstvách pouze ve směru kolmém k průřezu. Naopak od turbulentního proudění se částice nepohybují po průřezu. Rychlostním profilem laminárního proudění je rotační paraboloid. Z toho vyplývá, že na okrajích mají částice nulovou rychlost a ve středu zase maximální.

Proudění v samotném výfukovém systému

Budeme-li uvažovat reálnou tekutinu, u které můžeme zanedbat vnitřní tření. V takovéto tekutině vlivem třecích sil vznikají hydraulické ztráty. Zmíněné ztráty dělíme na místní a po délce. Pokud navrhujeme výfukový systém, snažíme se jim maximálně vyhnout, aby nedocházelo ke zbytečné ztrátě výkonu motoru.

3 Funkční výpočty

3.1 Výpočet délky svodů

Při výpočtu délky svodů zjistím, jakou optimální délku by měly mít. Hlavním faktorem, který ovlivňuje výpočet délky, je spektrum otáček, kde bude největší krouticí moment. Proto volím hodnotu 4750 min^{-1} .

Po uvážení jsem dospěl k závěru, že je tato hodnota vhodná na trochu sportovnější jízdu po silničních komunikacích a hlavně také pro co nejrychlejší možné předjetí pomalého automobilu.

Výpočet a reálnou hodnotu také ovlivňuje teplota proudících spalín. Teplota je závislá na kompresním poměru motoru. Čím vyšší komprese, tím je vyšší i teplota prohořelé směsi. Záleží i na druhu chlazení (kapalina či vzduch) a také jaké má motor provozní otáčky.

Také záleží, kde je teplota měřena. Jestli v první části výfuku (svody), v druhé (katalyzátory + tlumiče) nebo na konci systému. Pro tento výpočet byla použita teplota výfukových spalín ve sběrném potrubí.

Pro motor, který je předmětem této práce, jsou teploty trochu vyšší, než u motorů menších obsahů. Proto volím hodnotu teploty spalín $1275,15 \text{ K}$. Tuto teplotu budu uvažovat konstantně od výfukového kanálku až po konec výfukových svodů.

$$L_e = \frac{500 \cdot a_e \cdot \theta_{er}}{6 \cdot N} \quad (1)$$

$$L_e = \frac{500 \cdot 716,12 \cdot 90}{6 \cdot 4750}$$

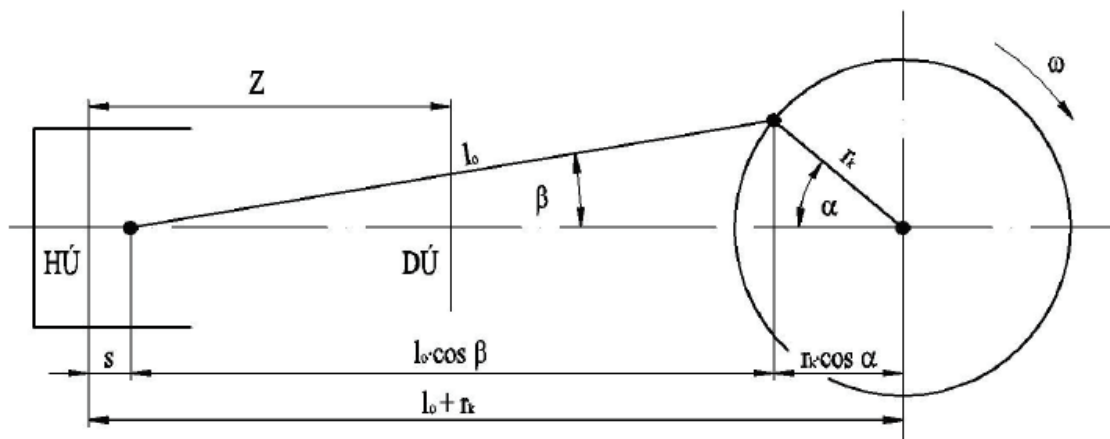
$$L_e = 1130,7 \text{ mm}$$

$$a_e = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} = \sqrt{1,403 \cdot 287,1 \cdot 1275,15} \quad (2)$$

$$a_e = \sqrt{1,403 \cdot 287,1 \cdot 1275,15}$$

$$a_e = 716,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.2 Výpočet kinematiky klikového mechanismu



Obr. 13 – Schéma klikového mechanismu

Abychom mohli určit kinematiku klikového mechanismu, musíme znát určité hodnoty daného motoru. Jedná se o zdvih pístu ($Z=89,6$) a vrtání válce ($B=84$ mm).

Výpočty jsou pro analýzu systému.

3.2.1 Velikost střední pístové rychlosti

Výpočet střední pístové rychlosti je zapotřebí pro další výpočtové kroky. Také tím provedu kontrolu. U zážehových motorů platí pravidlo, že by hodnota střední rychlosti pístu neměla překročit hranici $19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Musíme si ale uvědomit, že jde o 11 let starý motor. Dnes je tato hranice samozřejmě posunuta k jiným hodnotám.

$$C_s = 2 \cdot Z \cdot n \quad (3)$$

$$C_s = 2 \cdot 89,6 \cdot 79,16$$

$$C_s = 14,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

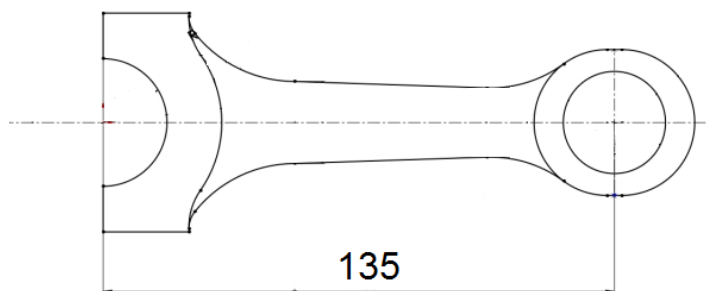
Dostáváme se k určování kinematiky klikového mechanismu, kde musíme určit tzv. průběh veličin, které jsou obsahem kinematiky mechanismu. Jedná se o dráhu pístu, rychlost a zrychlení pístu.

Samozřejmě se vychází z určení poloměru kliky mechanismu:

$$r_k = \frac{Z}{2} = \frac{89,6}{2} = 44,8 \text{ mm} \quad (4)$$

A vypočtení ojnicního poměru, kde musíme znát délku ojnice $l_o = 135 \text{ mm}$:

$$\lambda_o = \frac{r_k}{l_o} = \frac{44,8}{135} = 0,33 \quad (5)$$



Obr. 14 – Schéma ojnice

3.2.2 Výpočet dráhy pístu

Pro výpočet následujících veličin budeme vycházet z jednoduchého schématu klikového mechanismu. Jako vzor použijeme obecně celou rovnici, kterou rozdělíme do jednotlivých složek.

Rovnice dráhy pístu je znázorněna v závislosti na pootočení klikového hřídele.

$$s_p = l_0 + r_k - r_k \cdot \cos \alpha - l_0 \cdot \cos \beta \quad (6)$$

Do níže uvedené rovnice jsme zavedli veličinu ojničního poměru. Po zohlednění pootočení klikového hřídele a ojničního poměru dostáváme vztah:

$$s_p(\alpha) = r_k \cdot \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda_0}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \right] \quad (7)$$

Rovnice rozdělená do jednotlivých složek :

$$s_{1p}(\alpha) = r_k \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad (8)$$

$$s_{1p}(\alpha) = 44,8 \cdot (1 - \cos(45^\circ))$$

$$s_{1p}(\alpha) = 13,117 \text{ mm}$$

$$s_{2p}(\alpha) = r_k \cdot \frac{\lambda_0}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \quad (9)$$

$$s_{2p}(\alpha) = 44,8 \cdot \frac{0,33}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot 45^\circ))$$

$$s_{2p}(\alpha) = 3,696 \text{ mm}$$

Tento výpočet pro dráhu pístu je jen vzorový. Pro celkový průběh dráhy je vložena tabulka níže, která obsahuje průběh dráhy pístu v celém úhlovém spektru s pootočením klikového hřídele po 10°.

Tabulka 3 – celkový výpočet dráhy pístu v průběhu jedné otáčky [12]

Úhel kliky[°]	Dráha pístu [mm]	Úhel kliky[°]	Dráha pístu [mm]	Úhel kliky[°]	Dráha pístu [mm]
0°	0	120°	72.368	240°	72.368
10°	0.897	130°	77.479	250°	66.359
20°	3.544	140°	81.654	260°	59.538
30°	7.808	150°	84.884	270°	52.045
40°	13.476	160°	87.177	280°	44.084
50°	20.271	170°	88.545	290°	35.92
60°	27.868	180°	89	300°	27.868
70°	35.92	190°	88.545	310°	20.271
80°	44.084	200°	87.177	320°	13.476
90°	52.045	210°	84.884	330°	7.808
100°	59.538	220°	81.654	340°	3.544
110°	66.359	230°	77.479	350°	0.897
120°	72.368	240°	72.368	360°	0

3.2.3 Výpočet rychlosti pístu

Pro výpočet rychlosti pístu potřebujeme znát hodnotu úhlové rychlosti klikového hřídele.

Z tabulky parametrů motoru byla použita hodnota otáček motoru “n”.

Výpočet rychlosti pístu je zapotřebí pro určení rychlosti spalin, které budou proudit z válce do výfukového kanálku za konstantních otáček 4750 min^{-1} . Hodnotu rychlosti spalin budu používat i ve výpočtech změny rychlosti spalin při přechodu z výfukového kanálku do výfukových svodů. Rychlost spalin si také dokáže vypočítat simulační program. Výpočty jsou pro analýzu systému.

$$n = 4750 \text{ min}^{-1} \rightarrow 79,16 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 79,16 \quad (10)$$

$$\omega_{\max} = 497,4 \text{ s}^{-1}$$

Vztah pro výpočet rychlosti pístu je opět závislý na úhlu pootočení klikového hřídele. Jak tomu bylo v předchozím výpočtu, i zde můžeme rovnici rozdělit do jednotlivých složek.

Vztah pro rychlost pístu :

$$v_p(\alpha) = r_k \cdot \omega_{max} \cdot \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda_0}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) \quad (11)$$

$$v_p(\alpha) = 44,8 \cdot 497,4 \cdot \left(\sin(45^\circ) + \frac{0,33}{2} \cdot \sin 90^\circ \right)$$

$$v_p(\alpha) = 19\,431,3 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow 19,4313 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Vztah rozepsaný do jednotlivých složek :

$$v_{1p}(\alpha) = r_k \cdot \omega_{max} \cdot \sin(\alpha) = 44,8 \cdot 497,4 \cdot \sin 45^\circ \quad (12)$$

$$v_{1p}(\alpha) = 1688,23 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow 1,68823 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_{2p}(\alpha) = r_k \cdot \omega_{max} \cdot \frac{\lambda_0}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) = 44,8 \cdot 497,4 \cdot \frac{0,33}{2} \cdot \sin(2 \cdot 45^\circ) \quad (13)$$

$$v_{2p}(\alpha) = 3676,78 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow 3,67678 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.2.4 Výpočet zrychlení pístu

Výpočet zrychlení pístu je důležitá vstupní veličina do simulačního programu. Jelikož při zrychlování auta a motoru se zrychluje i rychlost spalín, musíme znát tuto hodnotu kvůli proměnlivým otáčkám.

Vztah pro zrychlení pístu :

$$a_p(\alpha) = r_k \cdot \omega_{max}^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda_0 \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \quad (14)$$

Vztah rozepsaný do jednotlivých složek:

$$a_{1p}(\alpha) = r_k \cdot \omega_{max}^2 \cdot \cos(\alpha) = 44,8 \cdot 497,4^2 \cdot \cos 45^\circ \quad (15)$$

$$a_{1p}(\alpha) = 7\,836\,262 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2} \rightarrow 7836,26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

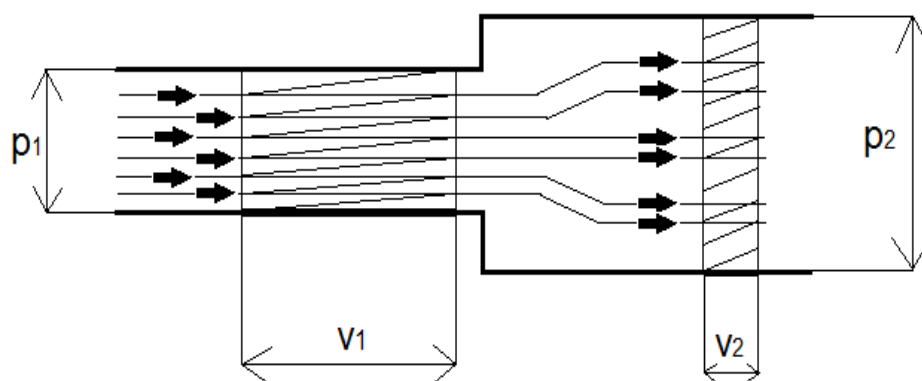
$$a_{2p}(\alpha) = r_k \cdot \omega_{max}^2 \cdot \lambda_0 \cdot \cos(2 \cdot \alpha) = 44,8 \cdot 497,4^2 \cdot 0,33 \cdot \cos 90^\circ \quad (16)$$

$$a_{2p}(\alpha) = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

3.3 Výpočet hydraulických ztrát

3.3.1 Ztráty v místě zvětšení průměru potrubí

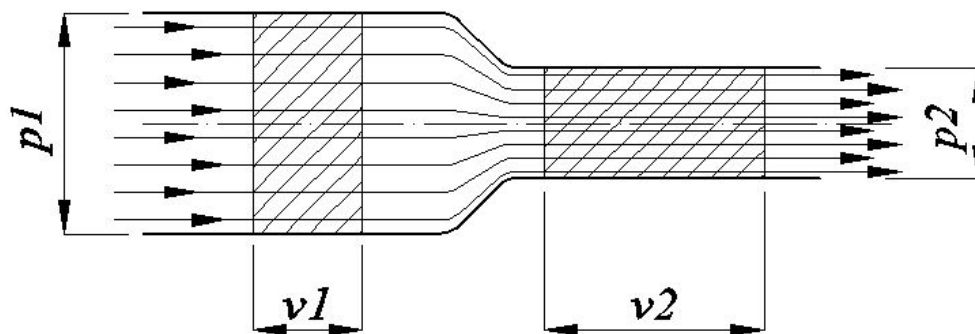
Pokud je v systému tzv. skokové zvětšení průměru potrubí, dochází těsně za místem této změny k výskytu vírů. Bavíme se o skokové změně průměru, kde jsou ostré hrany tohoto přechodu. Při proudění média však nedochází k přesnému kopírování tekutiny s průřezem potrubí. Naopak proud kapaliny díky setrvačným silám rozšiřuje svůj průřez hlavního proudu postupně. Tudíž z větší části nedochází k zatékání proudu za ostré hrany. Při zvětšení průměru potrubí při proudění se zákonitě zvětšuje tlak, ale rychlost proudu se snižuje. Tento fakt vyplývá z rovnice kontinuity.



Obr. 15 – Schéma ztrát v místě zvětšení průměru potrubí

3.3.2 Ztráty v místě zmenšení průměru potrubí

Tato varianta sestavení výfukového potrubí je horší než skokové zvětšení průměru. Dochází zde totiž k odtržení proudu před i po změně průměru potrubí. Pokud se na to díváme z pohledu místních ztrát, tak je tento přechod horší. V tomto případě skokové změny průměru potrubí klesá ve zmenšeném průměru potrubí tlak a naopak stoupá rychlost proudícího média.



Obr. 16 – Schéma ztrát v místě zmenšení průměru potrubí

3.3.3 Ztráty v kolenech a jinak zakřiveném potrubí

Ztráty, které vznikají v zakřiveném potrubí, mají za příčinu přemísťování částic proudícího média z vnějšího okraje potrubí k vnitřnímu a naopak. Tímto pohybem částic proudu dochází ke vzniku vírů, které zabraňují optimálnímu proudění středního vlákna, které je totožné s osou potrubí.

3.3.4 Ztráty v potrubí s pozvolnou změnou průměru

Narozdíl od náhlé změny průměru potrubí má tato konstrukční varianta výhodu, že zde nevznikají tak velké hydraulické ztráty. Názorným příkladem takovéto pozvolné změny průměru ve výfukovém systému je již výše zmíněný kolektor. Rozevření do úhlu 8° si rychlostní složka zachovává své vlastnosti. Pokud se tato hodnota překročí, dojde k odtržení proudu média od stěny. Výsledkem je tvoření vírů, které mají za následek zvyšování hydraulických ztrát.

3.3.5 Hydraulické ztráty v samotném výfukovém systému

Při konstrukci výfukového systému za účelem změny projevu motoru už existujícího modelu auta je velice omezující faktor stávající konstrukce automobilu. To znamená konstrukce a uspořádání veškerých komponentů potřebných k provozu automobilu. Co se hydraulických ztrát týče, jsou tu pouze dva omezující faktory. Jeden z nich se týká výše zmíněného problému. Z hlediska hydraulických ztrát, by měl být průměr výfukového potrubí co největší. Tento konstrukční prvek se střetává se striktním omezením konstrukčního provedení automobilu a také se zachováním rychlosti a tlakového spádu výfukových plynů. Druhým ovlivnitelným prvkem, který je velmi důležitý, je použití materiálu pro výrobu výfukového systému. Jinými slovy drsnost povrchu vnitřního průměru potrubí. S tím se váže i drsnost povrchu výfukových kanálků.

Tyto výpočty zahrnují místní hydraulické ztráty a hydraulické ztráty po délce. V obou dvou výpočtech figuruje ztrátový součinitel λ . Tento ztrátový součinitel je funkcí Reynoldsova čísla a relativní drsnosti potrubí. Místní ztráty mají spojitost s geometrií daného řešeného místa potrubí. Tyto ztráty mají za příčinu setrvačné síly v důsledku změny směru částic obsažených v proudícím médiu a následným vířením proudu.

Naopak hydraulické ztráty po délce vznikají třením kapaliny o stěny potrubí.

Dalším parametrem, který se vyskytuje v této problematice je místní ztrátový součinitel, který je ve spojitosti s místními hydraulickými ztrátami. Veškeré hydraulické ztráty se

mohou zadat do simulačního programu LES nebo můžeme využít defaultních hodnot, které program nabízí. Tím ale bude výsledek simulace nepatrně vzdálenější realitě.

3.3.6 Hydraulické ztráty ve výfukovém kanálku po délce

Určení hodnoty Reynoldsova čísla:

Výpočty dle odkazu [1], [2]

Pro rychlost proudění použijeme hodnotu při výpočtu rychlosti pístu.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\vartheta} = \frac{19,431 \cdot 0,03}{0,00018} \quad (17)$$

$$Re = 3\,238,5 \rightarrow \text{TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ}$$

Ztrátový třecí součinitel

$$\lambda = (1,8 \cdot \log Re - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log 3\,238,5 - 1,5)^{-2} \quad (18)$$

$$\lambda = 0,043068$$

Hydraulické ztráty po délce

$$Y_{ZTk} = \lambda \cdot \frac{L \cdot v^2}{2 \cdot D_{ik}} = 0,043068 \cdot \frac{0,11 \cdot 19,43^2}{2 \cdot 0,03} \quad (19)$$

$$Y_{ZTk} = 29,8 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.3.7 Hydraulické ztráty ve výfukových svodech po délce

Přepočet rychlosti při změně průměru průřezu:

Vycházíme ze vztahu rovnice kontinuity a zákona zachování hmoty.

Při ustáleném proudění ideální kapaliny je součin rychlosti proudění a obsahu průřezu v každém místě stejný. Výpočty dle odkazu [2].

$$Q_{v1} = Q_{v2} \quad (20)$$

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 \quad (21)$$

$$v_2 = \frac{S_1 \cdot v_1}{S_2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot v_p}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 19,431}{\frac{\pi \cdot 0,037^2}{4}} \quad (22)$$

$$v_2 = \frac{0,0007069 \cdot 19,431}{0,0010752} = 12,775 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Určení hodnoty Reynoldsova čísla:

Pro rychlost proudění použijeme hodnotu při výpočtu rychlosti pístu.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\vartheta} = \frac{12,775 \cdot 0,037}{0,00018}$$

$$Re = 2\,625,9 \rightarrow \text{TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ}$$

Ztrátový třecí součinitel:

$$\lambda = (1,8 \cdot \log Re - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log 2\,625,9 - 1,5)^{-2} \quad (23)$$

$$\lambda = 0,04615$$

Hydraulické ztráty po délce:

Hodnotu délky svodů již máme vypočítanou výše. Pro přehlednost výpočtu ji tu zmíním.

[1]

$$L_e = 1130,7 \text{ mm} \rightarrow 1,1307 \text{ m}$$

$$Y_{ZTs} = \lambda \cdot \frac{L_e \cdot v^2}{2 \cdot D_{is}} = 0,04615 \cdot \frac{1,1307 \cdot 12,775^2}{2 \cdot 0,037} \quad (24)$$

$$Y_{ZTs} = 115,08 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.3.8 Místní hydraulické ztráty ve výfukovém kanálku

Následující výpočty dle odkazu [1]

Určení hodnoty Reynoldsova čísla:

Pro rychlost proudění použijeme hodnotu při výpočtu rychlosti pístu.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\eta} = \frac{19,431 \cdot 0,03}{0,00018}$$

$$Re = 3\,238,5 \rightarrow \text{TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ}$$

Ztrátový třecí součinitel:

$$\lambda = (1,8 \cdot \log Re - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log 3\,238,5 - 1,5)^{-2} \quad (25)$$

$$\lambda = 0,043068$$

Místní ztrátový součinitel:

$$\xi = \lambda \cdot \frac{L}{D} = 0,043068 \cdot \frac{110}{30} \quad (26)$$

$$\xi = 0,158$$

Místní ztráty ve výfukovém kanálku:

$$Y_{Zm} = \xi \cdot \frac{v^2}{2} = 0,158 \cdot \frac{19,431^2}{2} \quad (27)$$

$$Y_{Zm} = 29,83 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

3.3.9 Místní hydraulické ztráty ve výfukových svodech

Pro výpočet místních hydraulických ztrát ve svodech musíme znovu přepočítat rychlost, která se mění z vyústění výfukového kanálku do následujících výfukových svodů. Tuto změnu rychlosti již máme vypočítanou, tudíž ji jen zmíním pro přehlednost.

Výpočty dle odkazu [1].

Rychlost ve výfukových svodech:

$$v_2 = 12,775 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Určení hodnoty Reynoldsova čísla:

Pro rychlost proudění použijeme hodnotu při výpočtu rychlosti pístu.

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\eta} = \frac{12,775 \cdot 0,037}{0,00018}$$

$$\text{Re} = 2\,625,9 \rightarrow \text{TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ}$$

Ztrátový třecí součinitel

$$\lambda = (1,8 \cdot \log \text{Re} - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log 2\,625,9 - 1,5)^{-2} \quad (28)$$

$$\lambda = 0,04615$$

Místní ztrátový součinitel:

Hodnotu délky svodů již máme vypočítanou výše. Pro přehlednost výpočtu ji tu zmíním.

$$L_e = 1130,7 \text{ mm} \rightarrow 1,1307 \text{ m}$$

$$\xi = \lambda \cdot \frac{L_e}{D} = 0,043068 \cdot \frac{1130,7}{37} \quad (29)$$

$$\xi = 1,316$$

Místní hydraulické ztráty ve výfukových svodech:

$$Y_{Zm} = \xi \cdot \frac{v^2}{2} = 1,316 \cdot \frac{12,775^2}{2} \quad (30)$$

$$Y_{Zm} = 107,39 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

4 Konstrukční provedení výfukového systému

Celý výfukový systém musí být dokonale těsný bez žádných otvorů po celé délce systému, kromě vyústění výfukové koncovky tlumiče do atmosféry. Zmíněná koncovka je nedílnou součástí tlumiče. Výfukový systém musí být vybaven minimálně tímto tlumičem, nebo pokud je zapotřebí, tak i více tlumiči. Tato podmínka je kvůli utlumení hluku. Každé vozidlo má ve velkém technickém listu maximální povolenou hladinu zvuku, kterou musí daný automobil splňovat.

Další podmínkou jsou limity emisí. Tento problém se netýká jen výfukového systému, ale i pokroku technologie vstřikování paliva, váhy vzduchu v poměru s palivem a také naprogramování řídicí jednotky. Ale předmětem této práce je výfukový systém. Takže co se týče vývoje, jsou rok od roku kladeny přísnější nároky. Rozdílem mezi vývojem výfukových systémů v automobilech a konstrukčním řešením této práce je, že tento optimalizovaný systém se příliš neohlíží na přísné postupy konstrukčních prvků systému a jejich výsledné hodnoty emisí a maximální hladinu zvuku. Například umístění katalyzátoru musí být kvůli nařízení EU co nejbližší motoru, aby doba ohřevu na provozní teplotu byla co nejkratší. Bohužel tímto konstrukčním řešením jsou narušené výfukové svody a tím je odvod spalin nedokonalý.

Výfukový systém může být vybaven i rozdílnými částmi vedení výfukového systému.

Většinou jde o nějaký důmyslný labyrint v tlumiči výfukového systému. Tento labyrint je buď permanentní neboli stálý, kdy se v tlumiči nic nemění a hodnota hladiny zvuku se mění s otáčkami motoru nebo může být labyrint proměnlivý. Pokud je proměnlivý, tlumič je konstruovaný tak, aby se otvíraly a zavíraly určité komory tlumiče a tím se měnil samotný zvukový projev auta v závislosti na otáčkách motoru. Dřívější automobily byly vybaveny tzv. zvukovou klapkou v tlumiči výfuku. Tato klapka byla napojena na pneumatický systém, který pracoval v závislosti na sešlápnutí plynového pedálu auta. Pokud se v dnešních automobilech vyskytuje tento systém, je ve většině případů napojen na řídicí jednotku. Dokonce je možno si volit režimy výfukového systému a tím i zvukového projevu v pohodlí interiéru vozu. Touto funkcí jsou samozřejmě vybaveny vozy prémiových značek.

4.1 Původní výfukový systém

Původní výfukový systém se z hlediska obsahu komponentů nijak zásadně neliší od sportovně optimalizovaného výfukového systému. Důležitějším faktorem a také předmětem této práce, je optimalizovat výfukové svody a tím pádem i optimalizovat rozložení a umístění jednotlivých komponentů ve výfukovém systému. Na obrázku je patrné, že původní výfukové svody jsou velice krátké a mají každý odlišnou délku. Dalším očividným konstrukčním prvkem jsou katalyzátory, které jsou součástí výfukových svodů. Jak jsem již zmiňoval v kapitole 2, jde o normování EU kvůli zkrácení doby zahřívání katalyzátorů na provozní teplotu a tím ke snížení emisí.



Obr. 17 – Původní výfukové svody (pro motor 2.0) obsahující katalyzátory s viditelným otvorem pro druhou lambda-sondu (pouze názorná ukázka)



Obr. 18 – Původní výfukové svody v motorovém prostoru s viditelnou první lambda-sondou

Na dalším obrázku jsou původní výfukové svody foceny ze strany vyústění do potrubí, které spojuje další části výfukového systému.

Obrázek je přiložen za účelem znázornění pozice zadních lambda-sond. Zmíněné lambda-sondy jsou u těchto motorizací celkem čtyři. Je tomu tak proto, že motor má šest válců a na tři válce jsou jedny výfukové svody a jeden katalyzátor. Dvě sondy jsou před katalyzátory a dvě za katalyzátory. Tyto sondy se zpravidla dávají co nejbližší před a co nejbližší za katalyzátory, aby vstupní a výstupní veličiny byly co nejpřesnější. Tyto hodnoty jsou neustále zaznamenávány řídicí jednotkou, která určuje bohatost směsi. Výhodou konstrukčního řešení těchto původních svodů, které obsahují katalyzátory a jsou tím pádem v motorovém prostoru, je kratší doba ohřátí katalyzátorů na provozní teplotu. Nevýhodou je přehřívání těchto katalyzátorů při delší nebo sportovnější jízdě. Pokud dojde k tomuto faktu, katalyzátory přestávají plnit svou funkci. Lambda-sondy toto překročení teploty zaznamenají a pošlou je do řídicí jednotky, která na základě těchto hodnot začne obohacovat směs. Palivo, které je řídicí jednotkou přimícháno do směsi navíc, se nespálí a opustí válec motoru, načež se dostane přímo do katalyzátorů a tím snižuje jejich teplotu. Na obrázku, který znázorňuje vyústění výfukových svodů do dalšího potrubí systému, je vidět řešení tepelného odstínění v podobě hliníkového plátu. Výfukové svody, jsou k dalšímu potrubí systému, spojeny pomocí přírub, které jsou k sobě sešroubovány.



Obr. 19 – Vyústění výfukových svodů do potrubí s viditelnou druhou lambda-sondou



Obr. 20 – Celý výfukový systém nacházející se v prostoru podvozku

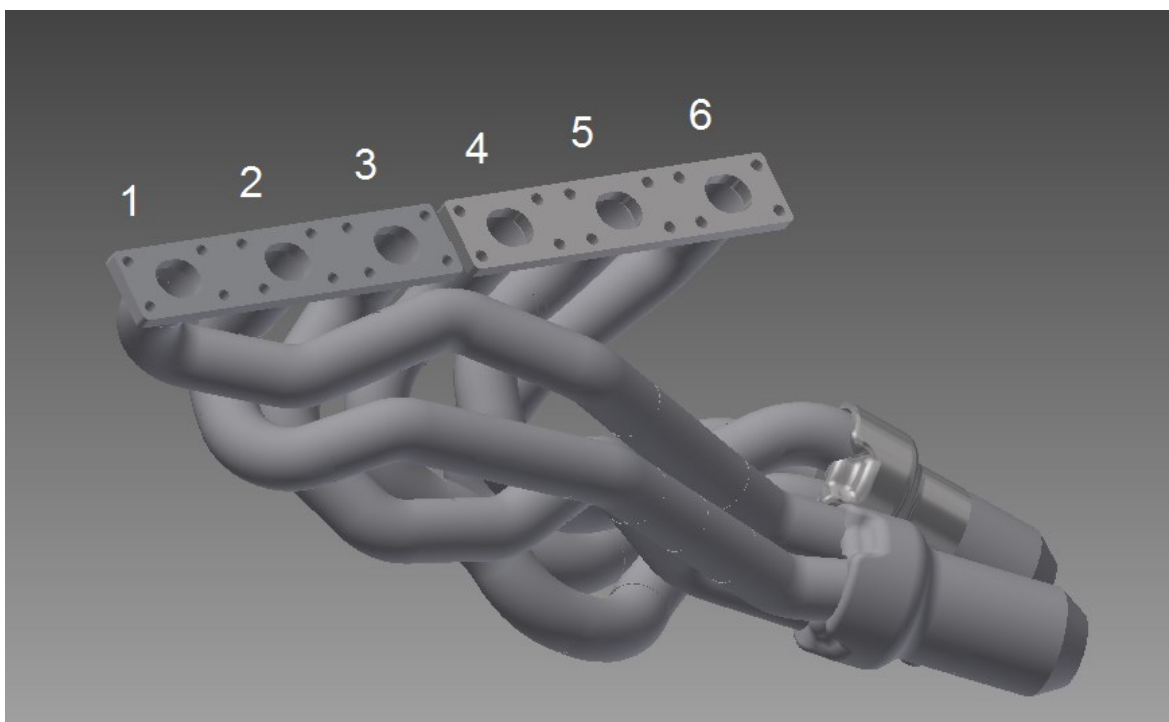
Na obrázku je vidět původní výfukový systém demontovaný zpod automobilu. Také je dobré zmínit, že výfukový systém na obrázku č. 21, je demontován jak z pojících prvků podvozku, tak od původních výfukových svodů. To znamená, že celý původní výfukový systém je rozebíratelný pouze na dvě části.



Obr. 21 - Původní výfukový systém po demontáži

4.2 Optimalizovaný výfukový systém

Jak je již zmíněno v kapitole 4.1, výfukový systém je pozměněn pouze jinak řešenými konstrukčními prvky. V počtu funkčních komponentů zde nejsou žádné radikální změny. Výfukové svody jsou optimalizovány jejich délkou, dvojice katalyzátorů je přemístěna namísto prvního absorpčního tlumiče původního systému a v těsném závěsu za katalyzátory je funkční prvek, který se obecně nazývá X-Pipe. Jde o sloučení dvojice výfukových trubek v jednom místě do sebe. X-Pipe má za úkol vyrovnávat rozdílnost tlaků ve výfukovém systému. Je tomu tak kvůli lehce rozdílným délkám obou stran z dvojice výfukového potrubí. Rozdílnost délek vzniká v kolenech potrubí. Pokud by v systému nastala větší rozdílnost tlaků v jednotlivých větvích potrubí, tyto rozdílné tlaky by se vyrovnávaly v samotných tlumičích a to by nemělo příznivý účinek na průběh proudění spalin ve výfukovém potrubí.



Obr. 22 - 3D model výfukových svodů



Obr. 23 - 3D model druhé části optimalizovaného výfukového systému

5 Lotus engine simulation (LES)

LOTUS ENGINE SIMULATION je program určený pro modelování celé motorové soustavy od sání, přes samotný motor až po konec výfukového systému. V současné době se využívá spousta různých simulačních programů, které jsou daleko přesnější a podrobnější. Pro účely této diplomové práce bude více než dostačující právě program LOTUS ENGINE SIMULATION. Díky simulaci je posléze snadnější modelování a konstrukce komponentů v soustavě motoru, sání a výfuku a následné změny jejich parametrů. Jednou z velkých výhod tohoto programu oproti konkurenci je již přednastavení určitých obecných hodnot motorového systému. Tato vlastnost programu je využívána tehdy, kdy uživatel nemá možnost získat a měřit přesné hodnoty a informace na reálném motoru a posléze je zadat jako vstupní veličiny nezbytné k provedení zdárné simulace. Měření a získávání hodnot je ve většině případů finančně náročné a problematické. Naopak nevýhodou této výhody simulačního programu je odchýlení od možné reálné součásti a zkreslující výsledky simulace.

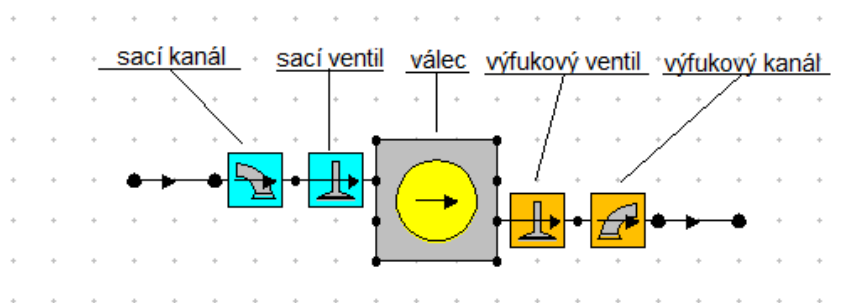
5.1 Stručný popis programu LES

Abychom mohli vytvořit matematický model celkového systému, který chceme simulovat, využíváme grafické rozhraní programu, pomocí něhož vkládáme potřebné komponenty (grafické symboly), jež můžeme navzájem spojovat. Všechny komponenty jsou rozděleny do skupin. Každý z těchto komponentů má své parametry neboli vstupní veličiny a také své okrajové podmínky. Vstupní veličiny zadáváme ručně. Okrajové podmínky buď ručně, nebo nám samotný program nabídne již známé a používané podmínky. Simulační program neumožňuje spojit dvě komponenty, které se v reálné situaci nedají spojit. Dále budou uvedeny a vysvětleny všechny použité komponenty v LES.

Válcová jednotka

Jako základním prvkem celého matematického modelu je válec. Lze použít ale i také jeden z dalších základních prvků a tím je válcová jednotka, která už má v sobě zahrnuty komponenty v hlavě válce. Tato varianta základního prvku se používá pro úsporu času a její jednoduchost vkládání.

U samostatného válce nastavujeme vrtání, zdvih a délku ojnice. Dále fázi a přesazení pístního čepu.



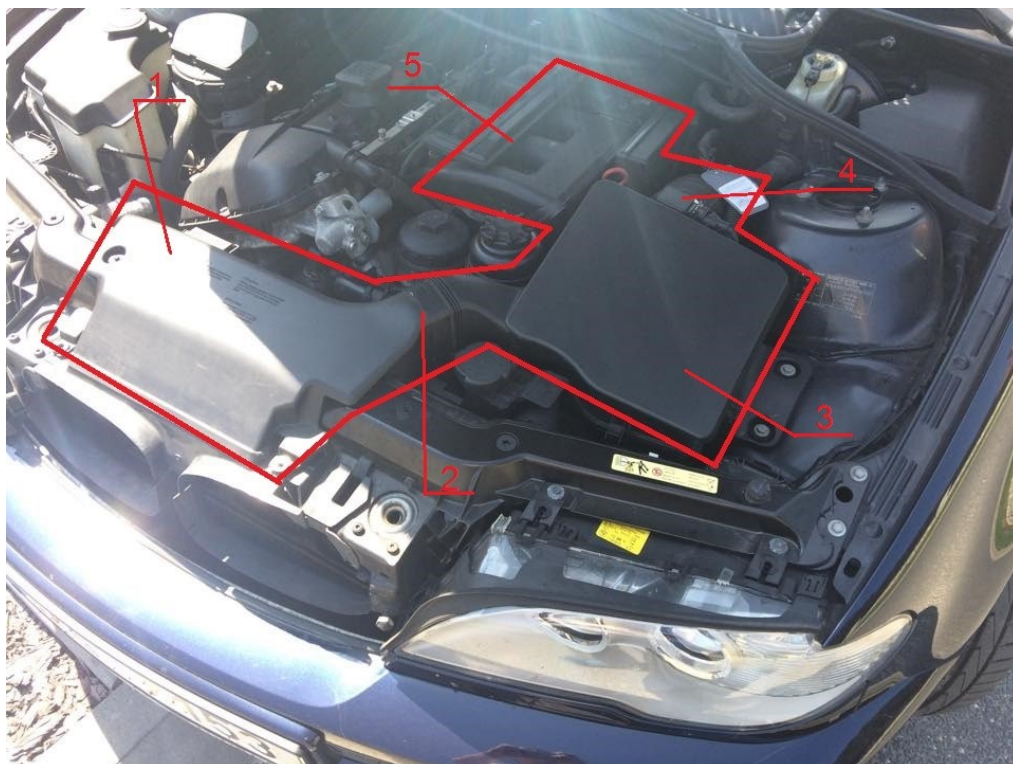
Obr. 24 – Válcová jednotka v programu LES



Obr. 25 – Válce motoru BMW M54B30

Sací systém

Ve válcové jednotce se ze strany sání nachází komponenty, které jsou nedílnou součástí pro funkci celého sacího traktu. Tyto komponenty jsou popsány níže.

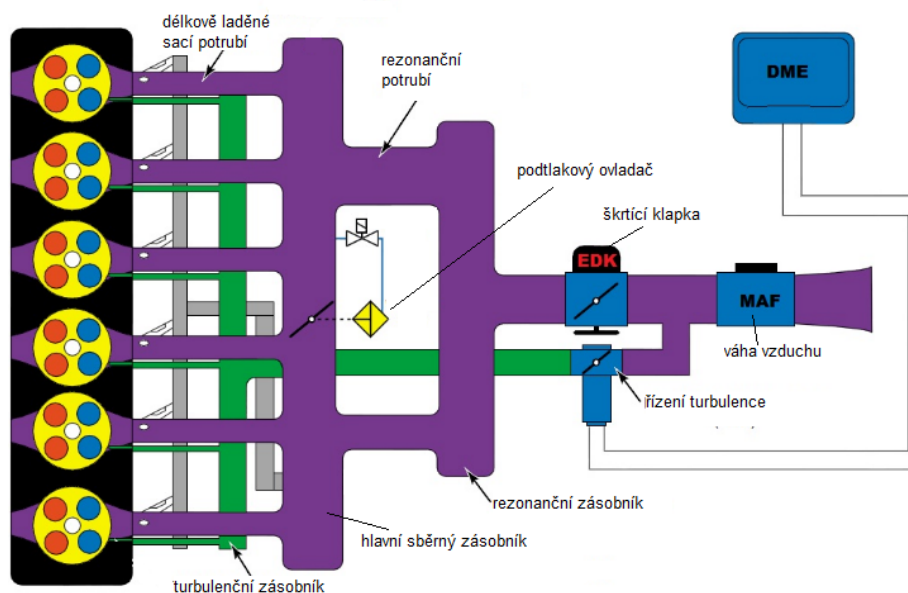


Obr. 26 – Vyznačený sací systém motoru BMW M54B30

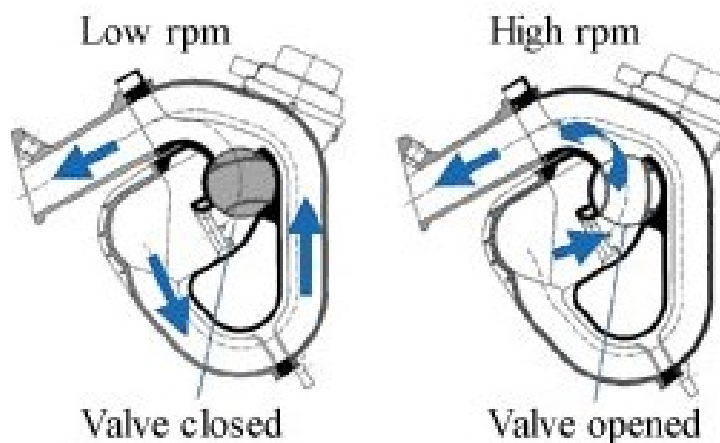
Popis obrázku č. 26:

- 1 – Bezodporový vstup do sacího traktu
- 2 - Propojení vstupu do airboxu
- 3 – Airbox obsahující vzduchový filtr
- 4 – Váha vzduchu + tunel do sacího potrubí
- 5 – Proměnlivé sací potrubí

Motory BMW M54B30 jsou vybaveny proměnlivým sáním neboli délkově laděným sacím potrubím. Tento konstrukční prvek je velkým přínosem pro optimalizaci sacího systému. Pokud motor pracuje v nízkých otáčkách, je otevřen dlouhý blok sacího potrubí. Pokud se motor dostane do vyšších otáček, dlouhý blok se klapkou uzavře a ve stejný moment se otevře krátký blok sacího potrubí. Tímto mechanismem se docílilo pohybem spektra ptáček, ve kterých má auto největší kroutící moment.



Obr. 27 – Schéma délkově laděného sacího potrubí [18]



Obr. 28 – Mechanický princip variabilního sání [19]

Sací kanál

U sacích kanálů je charakteristickým prvkem průměr sedla ventilů, počet ventilů, typ ventilů a průtočný koeficient. I zde můžeme v programu nalézt defaultní hodnoty. Při zadávání hodnot průtočného koeficientu jej udáváme v obou směrech pro co nejpřesnější výpočet.



Obr. 29 – Vstup pro sací kanály



Obr. 30 – Sací kanály

Sací ventil

U sacích ventilů zadáváme zdvih, který je v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Dále zadáváme hodnotu maximálního zdvihu ventilu. I zde můžeme použít výchozího nastavení hodnot programu. Při volbě průběhu otevírání ventilu z defaultních hodnot můžeme vybrat buď pomalý, nebo rychlý zdvih.

Škrticí klapka

Škrticí klapka je důležitou součástí zážehového motoru. Nastavení parametrů a hodnot je v závislosti na typu klapky. V samotné simulaci ji budu zadávat, ovšem její hodnoty budou nulové, protože nám jde o průběh co největšího výkonu a ten budeme simulovat s otevřenou škrticí klapkou.



Obr. 31 – Škrticí klapka [13]

Airbox

Airbox v sacím systému znázorňuje objemnou nádobu se vzduchovým filtrem. Mezi charakteristické hodnoty, které se u airboxu zadávají, jsou objem, teplota stěny, součinitel přestupu tepla a povrch stěny. Zde kromě objemu ponechám výchozí hodnoty, které mi nabízí program.



Obr. 32 – Airbox se vzduchovým filtrem



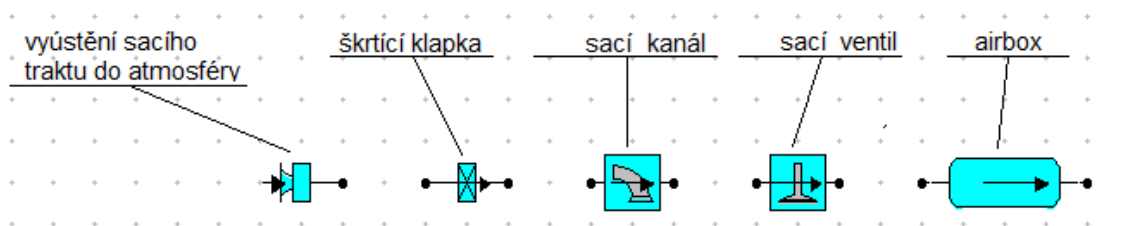
Obr. 33- Kryt airboxu s průchodem pro tunel váhy vzduchu



Obr. 34 – Airbox s vyňatým vzduchovým filtrem kvůli určení objemu airboxu, váha vzduchu

Vyústění celého sacího traktu do atmosféry

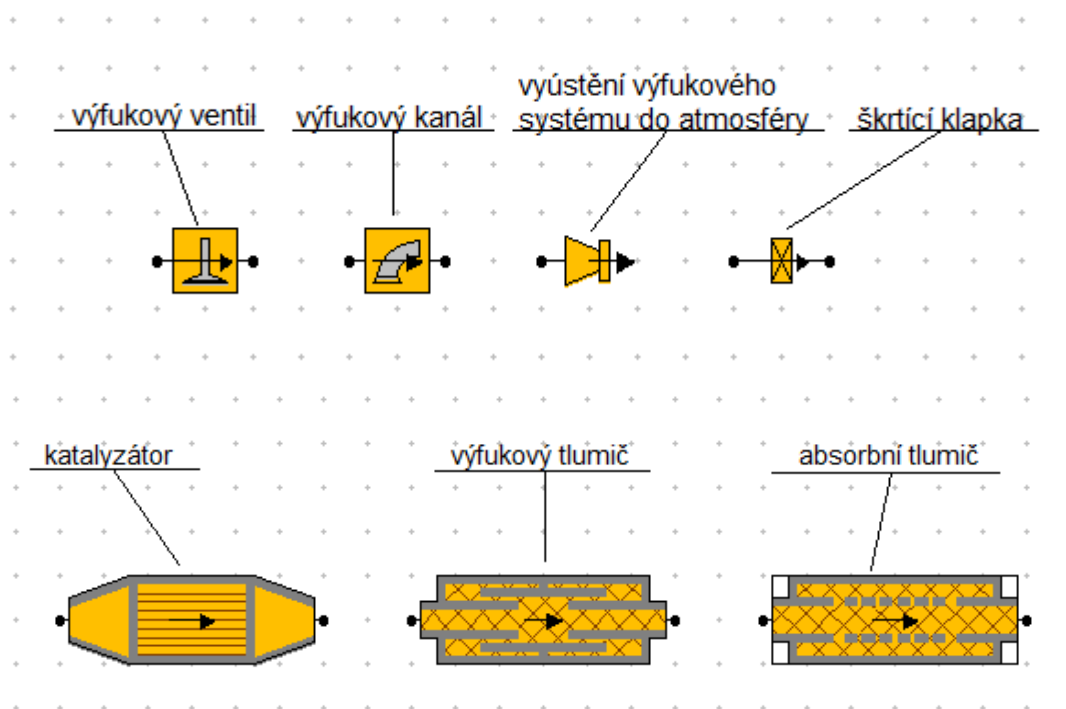
Tento komponent znázorňuje bezodporový vstup do sání. Umístění tohoto komponentu je na začátku sacího traktu.



Obr. 35 – Grafické značky sacího systému v programu LES

5.2 Výfukový systém

Ve válcové jednotce ze strany výfukového systému se nacházejí komponenty téměř totožné jako v sacím systému. Jak hodnoty veličin, tak i okrajové podmínky se udávají prakticky stejné. Do skupiny výfukového systému patří tyto komponenty: výfukový kanál, výfukový ventil, škrtková klapka a vyústění výfukového systému do atmosféry.



Obr. 36 – Grafické značky výfukového systému v programu LES

Na obrázku č.29 je vidět vyústění výfukových kanálů. Z každého válce motoru jsou dva kanálky, které se v určitém místě spojí do tohoto vyústění. Pro optimální proudění spalín by měl být rozměr vyústění kanálů a výfukových svodů totožný. U původního systému všech šestiválcových motorů, včetně konkrétně řešeného, bylo naměřeno rozměry výfukových svodů menších než vyústění z kanálů z motoru.



Obr. 37 – Vyústění výfukových kanálů do výfukových svodů

Potrubí

Systém potrubí je nezbytnou součástí pro spojování potřebných komponent ve výfukovém systému. Dělí se do několika skupin.

Přímé potrubí

Přímé potrubí je nejjednodušším spojovacím prvkem komponentů. Je definován průměrem, délkou, druhem materiálu a povrchem. Z hlediska ztrát patří mezi nejméně ztrátové komponenty výfukového systému.

Svazky potrubí

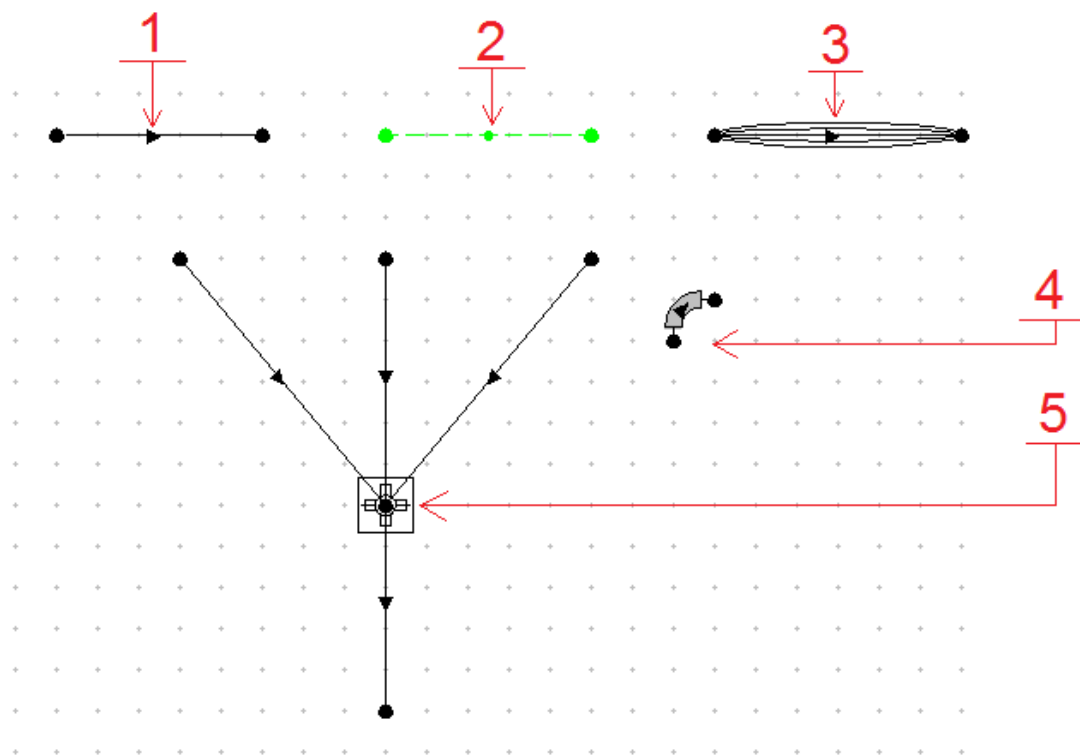
Tato komponenta je charakteristická nahromaděním tenkých trubek do jednoho svazku, které jsou ohraničené trubkou většího průměru nebo jiným pláštěm. Tímto programovým prvkem se demonstruje například katalyzátor, ve kterém při proudění vznikají velké ztráty. Katalyzátor je ovšem i ve skupině komponentů tlumičů a katalyzátorů. Katalyzátor můžeme zařadit i do ztrátových členů výfukového systému.

Ztrátové členy

Do ztrátových členů zařazujeme prvky, které svou funkcí vytváří ztráty proudění ve výfukovém systému. Jako příklad může být ohyb potrubí neboli koleno, ale i změna průměru potrubí jak postupná, tak skoková.

Virtuální potrubí

Virtuální potrubí má jen jedinou funkci, a sice virtuálně spojovat jednotlivé komponenty, které se v grafickém editoru nachází příliš daleko, aby byl matematický model přehledný. Na funkčnost modelu a průběh simulace nemá tato pomocná komponenta žádný vliv.



Obr. 38 – Grafické znázornění potrubí v programu LES

Popis obrázku č. 38

1 - Prosté potrubí

2 - Virtuální potrubí

3 - Svazek potrubí

4 - Ztrátový činitel v ohybu

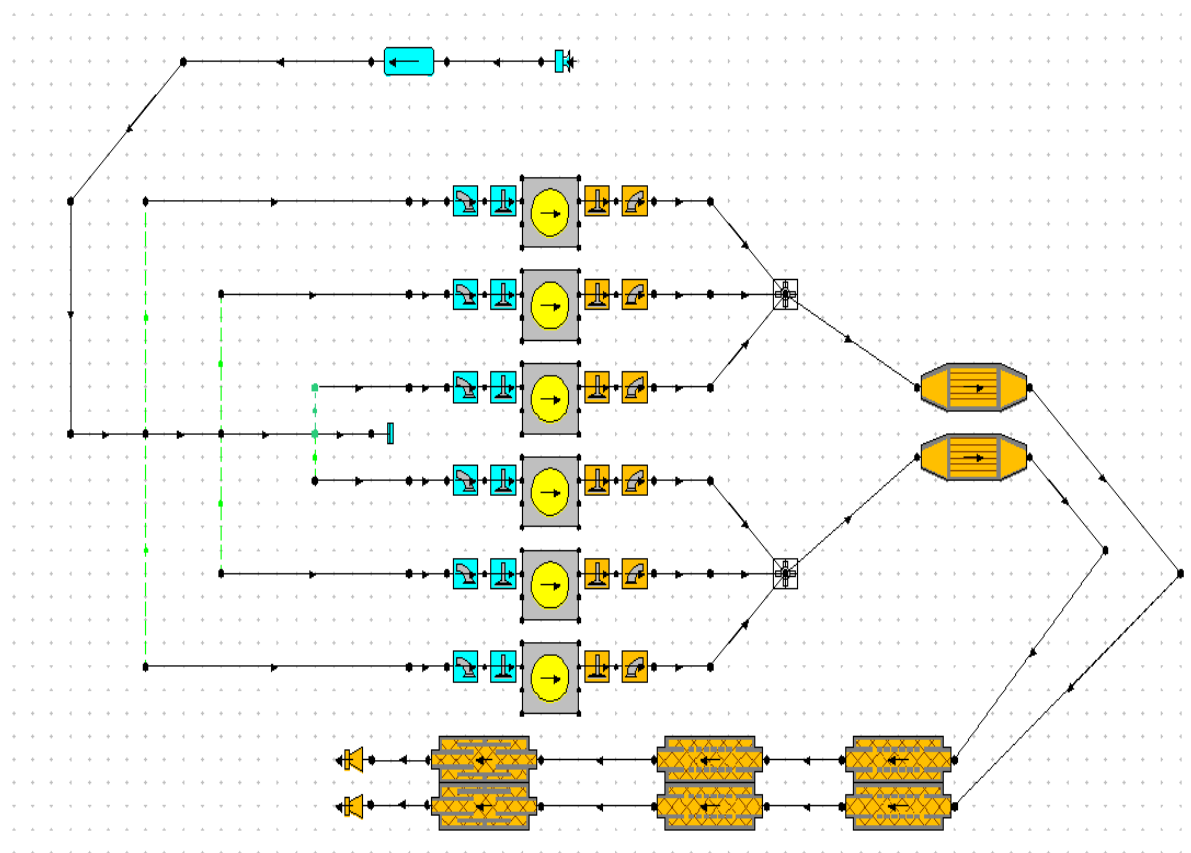
5 - Ztrátový činitel sběrnice potrubí

6 Matematický model pohonné jednotky a jeho simulace

Stručný popis programu, vysvětlení pojmů komponent a srozumitelný postup při simulaci je uveden výše v kapitole 5.

6.1 Model sériového systému motoru

Na obrázku je uvedena konstrukce matematického modelu sériového motoru BMW M54B30.



Obr. 39 – Matematický model sériového systému

Jako počátek řešení a vyplňování hodnot modelu je ve válcové jednotce přímo samotný válec. Základní rozměry válce jsou zdvih a vrtání. Dalšími hodnotou je délka ojnice, kompresní poměr a určení pořadového čísla válce v závislosti na pootočení klikového hřídele, které bude v tomto odstavci vysvětleno. Po dokončení samotného válce byly vyplněny hodnoty v komponentech válcové jednotky. Sací a výfukový trakt se liší rozměrovými hodnotami, ale ne však kvantitou obsažených částí. Součástí válcové jednotky jsou také potrubí. Délky a průměry potrubí byly zadány na základě fyzického přeměření. U sacího traktu byly hodnoty zadány bez průtokových ztrát v ohybech. U výfukového

systému byly zadány vypočtené ztráty proudění. Materiál motorového bloku byl zvolen jako slitina hliníku o tloušťce stěny 4 mm. Typ chlazení vodou. Po vytvoření kompletní válcové jednoty vznikl jednoválcový motor, který se zkopíroval, aby vznikl motorový blok o šesti válcích. Hodnoty zůstaly v každém válci stejné. Posledním krokem je zvolení pořadí zapalování v jednotlivých válcích, které se určí právě úhlem pootočení klikového hřídele.

Tabulka 4 – Vstupní hodnoty válce motoru

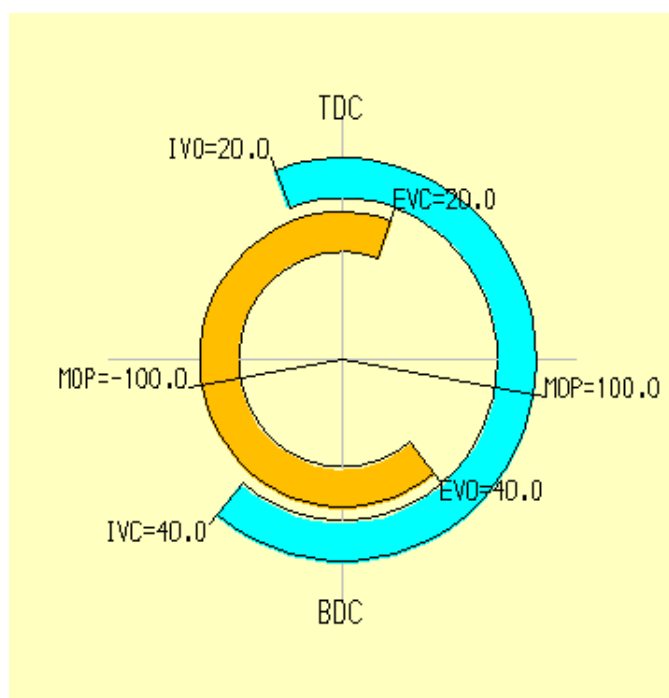
Vrtání	84 mm
Zdvih	89,6 mm
Délka ojnice	135 mm
Komprese	10,2

Tabulka 5 – Pořadí zapalování válců (fáze)

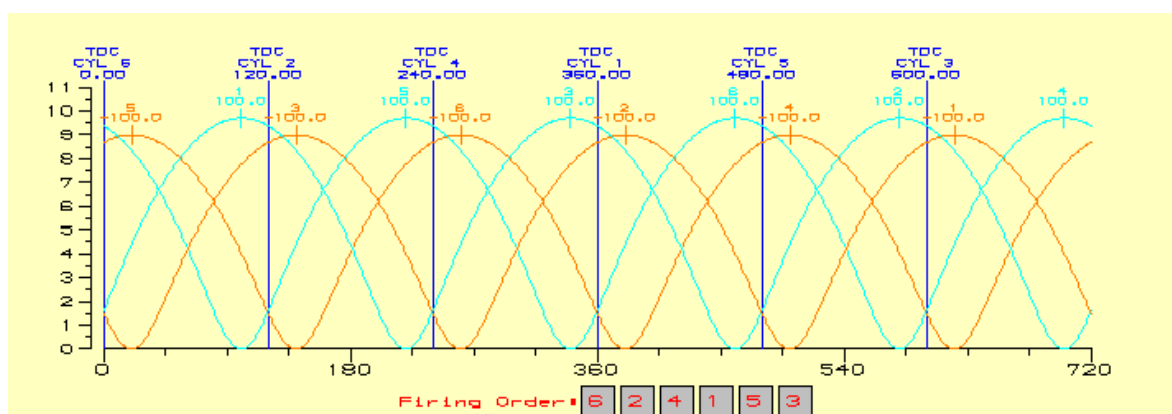
1. válec	0°
2. válec	120°
3. válec	240°
4. válec	360°
5. válec	480°
6. válec	600°

Tabulka 6 – Hodnoty ventilů

	Sání	Výfuk
Průměr hrdla ventilu	33 mm	30,5 mm
Počet ventilů	2	2
Úhel otevření ventilu	20°	40°
Úhel zavření ventilu	40°	20°
Maximální zdvih ventilu	9,7 mm	9 mm



Obr. 40 – Schéma časování ventilů ve válcové jednotce



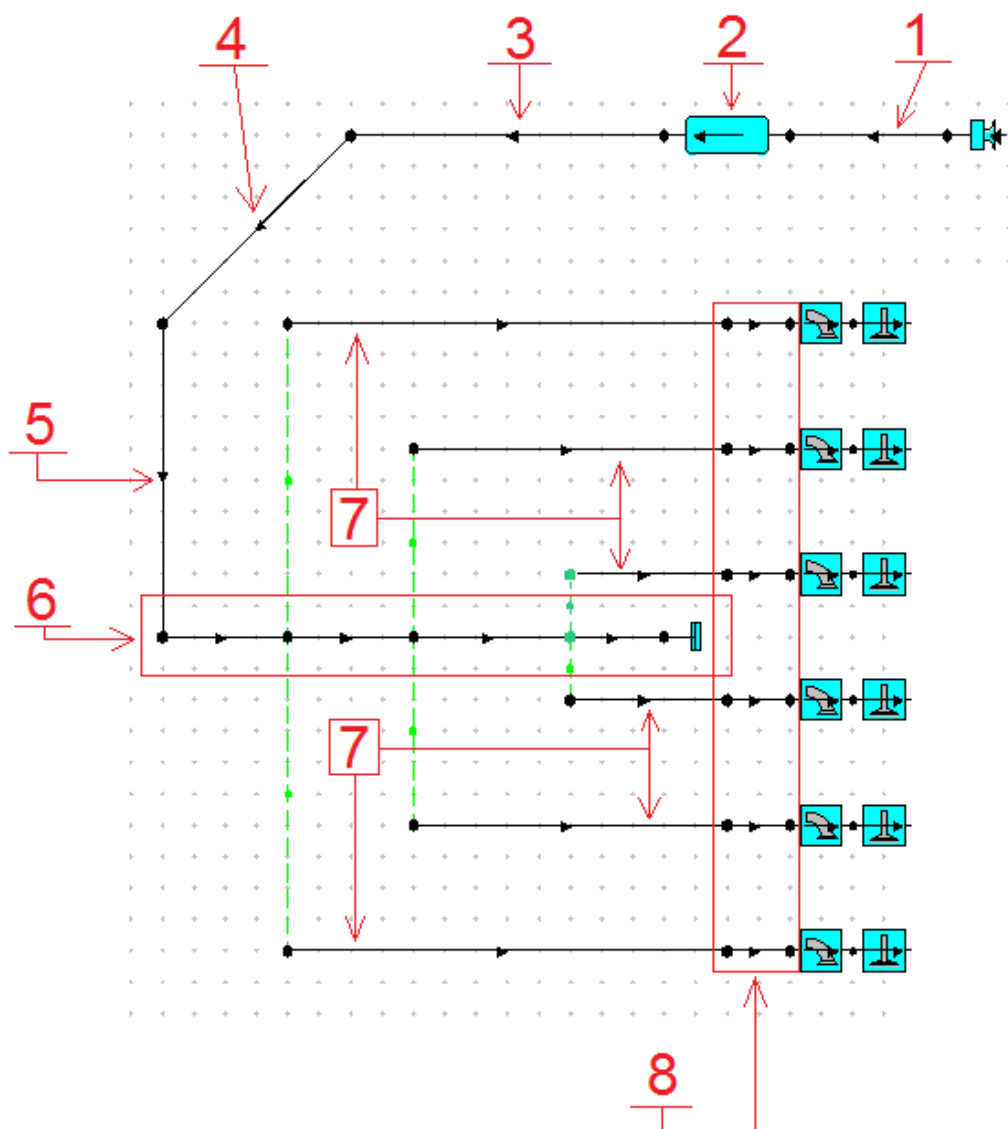
Obr. 41 – Pořadí zapálení válců s průběhem otevření ventilů

Systém sací části modelu

Popis sacího systému, vysvětlení pojmů a srozumitelný postup při simulaci je uveden v kapitole 5.

Tabulka 7 – Hodnoty potrubí pro sací část modelu

Ø sacích kanálů	33 mm
Délka sacích kanálů	105 mm
Ø bezodporového vstupu sání	65 mm
Ø tunelu váhy vzduchu	100 mm
Délka bezodporového vstupu sání	170 mm
Délka tunelu váhy vzduchu	320 mm
Objem airboxu	9 792 000 mm ³



Obr. 42 – Popis matematického modelu motoru sací části

Popis obrázku č. 42:

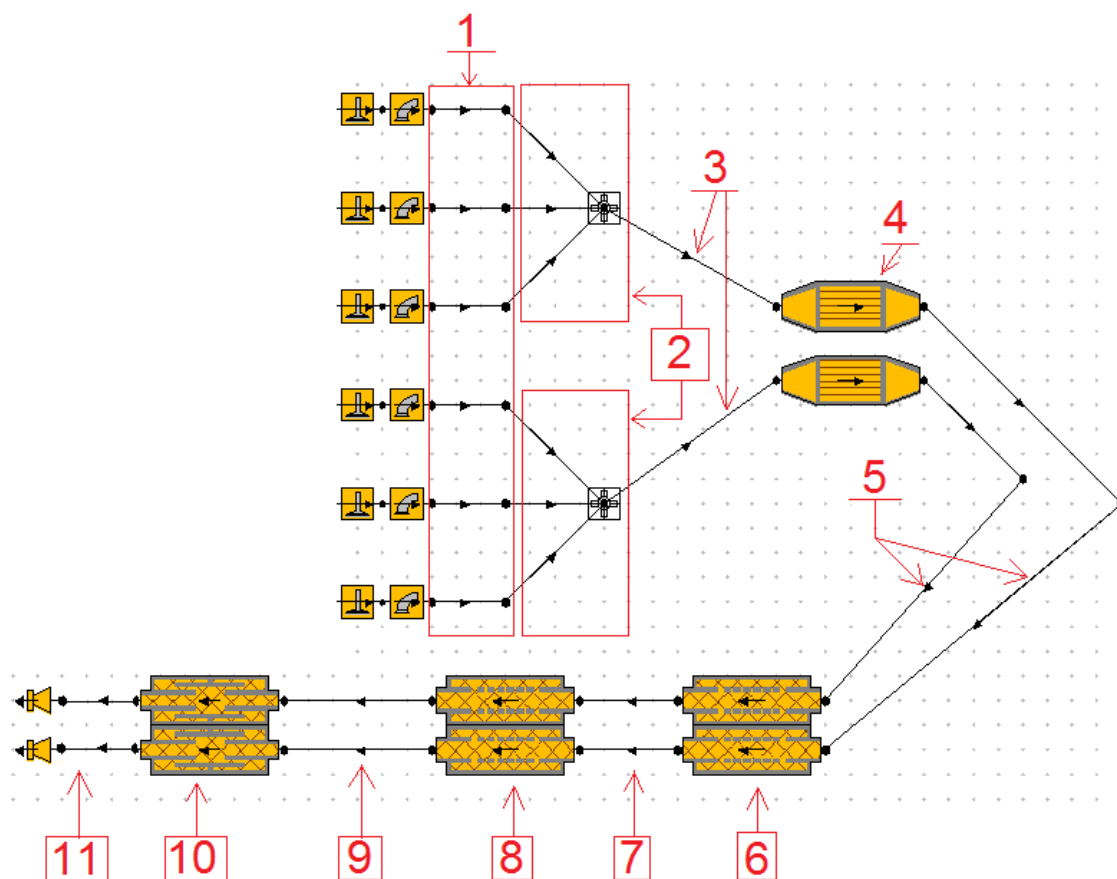
- 1 – Bezodporový vstup do sacího systému
- 2 – Airbox obsahující vzduchový filtr
- 3 – Váha vzduchu
- 4 – Potrubí spojující váhu vzduchu a škrťací klapku
- 5 – Škrťací klapka
- 6 – Variabilní sací potrubí
- 7 – Potrubí ústící do sacích hrdel
- 8 – Sací hrdla

System původní výfukové části modelu

Popis výfukového systému, vysvětlení pojmů a srozumitelný postup při simulaci je uveden v kapitole 5.

Tabulka 8 – Hodnoty potrubí pro výfukovou část modelu

Ø výfukových kanálů	30,5 mm
Délka výfukových kanálů	97 mm
Ø potrubí výfukových svodů	35 mm
Ø výfukového potrubí	46 mm
Délka potrubí svody-katalyzátory	25 mm
Délka potrubí katalyzátor-první tlumič	800 mm
Délka potrubí první tlumič-druhý tlumič	638 mm
Délka potrubí druhý tlumič-třetí tlumič (koncový)	890 mm



Obr. 43 - Popis matematického modelu motoru výfukové části

Popis obrázku č. 43

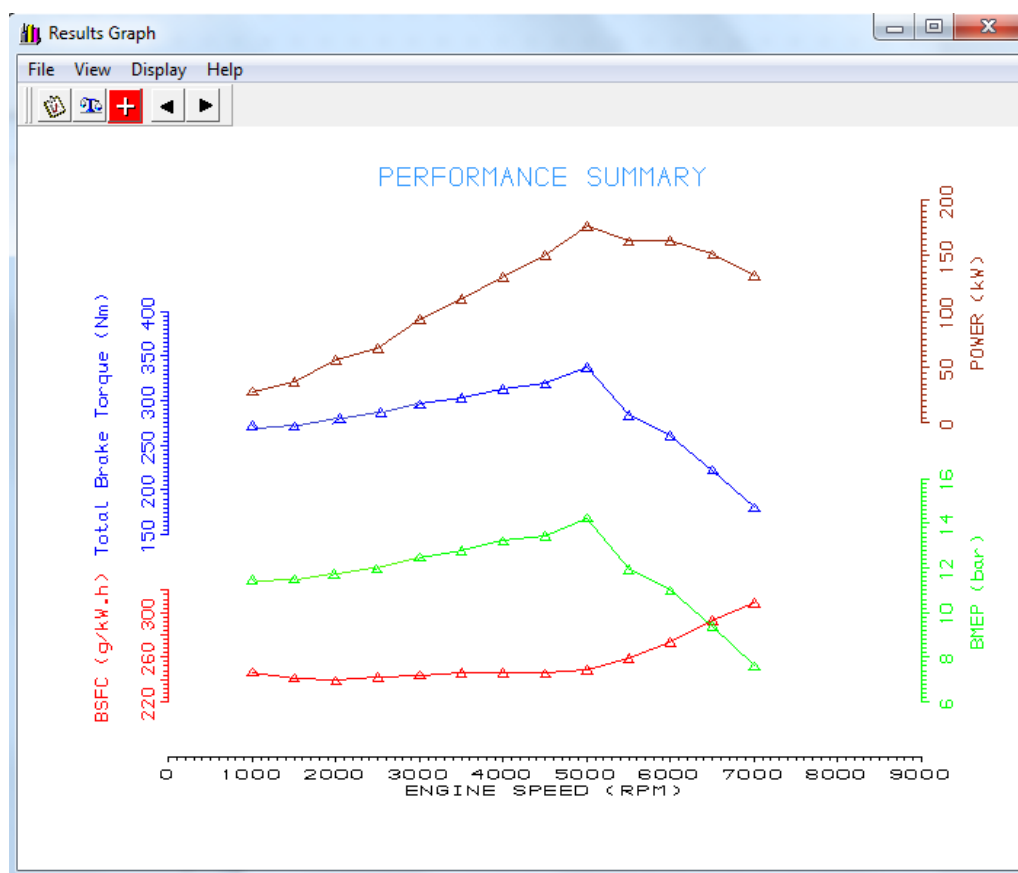
- 1 – Výfukové kanály
- 2 – Výfukové svody sbíhající se každý do jednoho potrubí
- 3 – Potrubí mezi svody a katalyzátory
- 4 – Dvojice katalyzátorů
- 5 – potrubí mezi katalyzátory a prvním absorpčním tlumičem
- 6 – První absorpční tlumič
- 7 – Potrubí mezi prvním a druhým tlumičem
- 8 – Druhý absorpční tlumič
- 9 - Potrubí mezi druhým absorpčním tlumičem a koncovým kombinovaným tlumičem
- 10 – Kombinovaný tlumič
- 11 – Vyústění výfukového systému do atmosféry

Grafická charakteristika původního systému

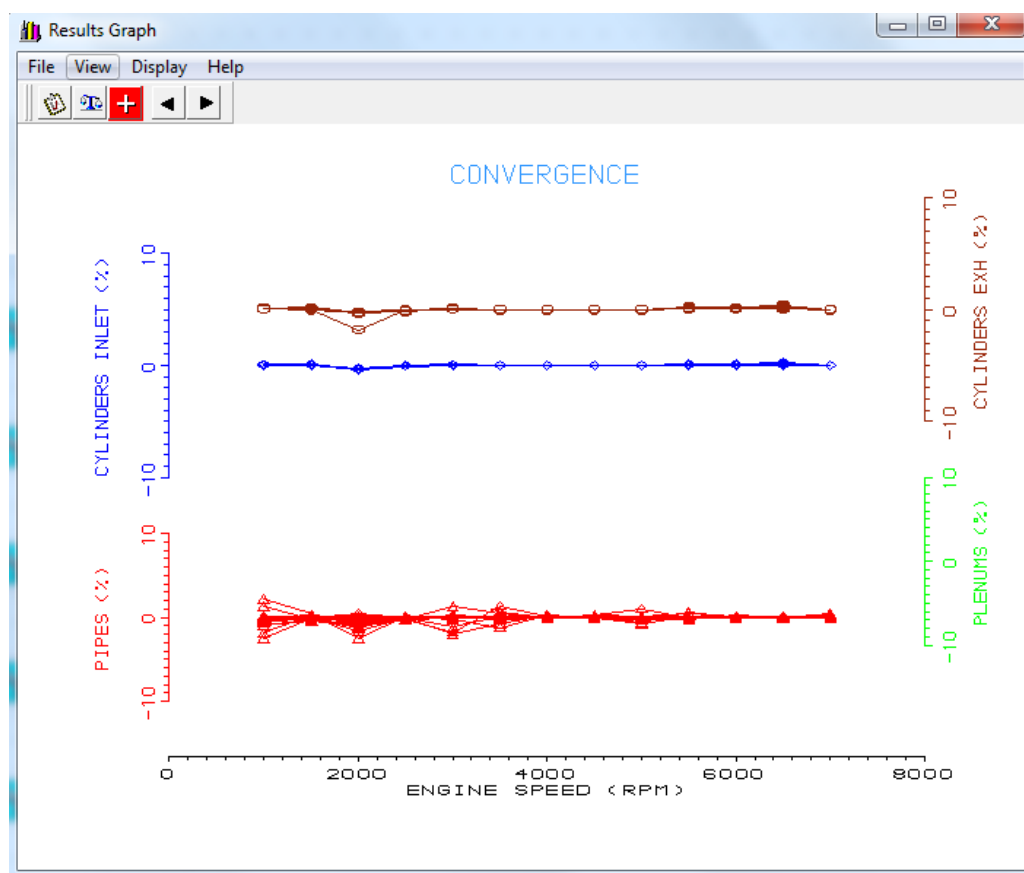
Byla provedena simulace matematického modelu původního systému. Veškeré vysvětlení vstupních veličin je obsaženo v první části kapitoly č. 6. Výstupní hodnoty simulace jsou vypsány v tabulce č. 9 včetně zvýrazněných maximálních hodnot výkonu a kroutícího momentu. Tytéž hodnoty jsou vyobrazeny v grafu obrázku č. 44.

Tabulka 9 - Hodnoty simulace původního systému

n [min⁻¹]	P_m [kW]	MT [N·m]	BMEP [bar]	BSFC [g·kW⁻¹·h⁻¹]	V_{eff} [%]	Conv	Cyc.
1000	29	265	11,68	246,05	92,6	Y	10
2000	56,57	275,58	11,39	238,90	86,9	Y	10
3000	94,52	288,32	12,69	243,21	99,4	Y	10
4000	131,41	297,19	13,23	245,82	104,3	Y	9
5000	170,74	300,72	14,25	248,53	114,0	Y	9
6000	163,78	260,66	10,99	273,78	96,4	Y	10



Obr. 44 - Graf - Momentová a výkonová charakteristika simulace původního systému



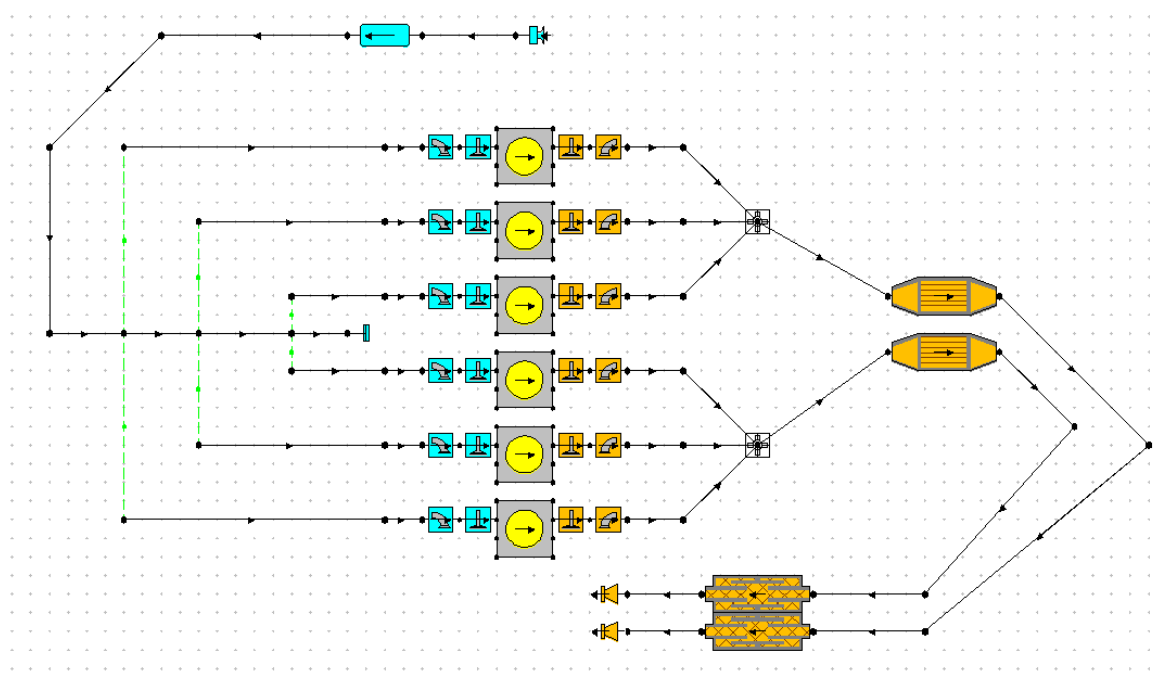
Obr. 45 - Graf - Konvergence systému

Obrázek č. 45, na kterém je znázorněn graf konvergence systému, je velmi důležitý. Říká nám, jak moc je systém přiblížen realitě. Pokud by byl graf rozházený, znamenalo by to, že zadané vstupní hodnoty by nebyly příliš reálné. Na obrázku č. 45 je vidět, že se zadané hodnoty v modelu a samotná simulace přibližují reálnému výsledku.

6.2 Model optimalizovaného systému motoru

Popis výfukového systému, vysvětlení pojmů a srozumitelný postup při simulaci je uveden v kapitole 5.

Na obrázku je uvedena konstrukce matematického modelu sériového motoru BMW M54B30 s optimalizovaným výfukovým systémem.



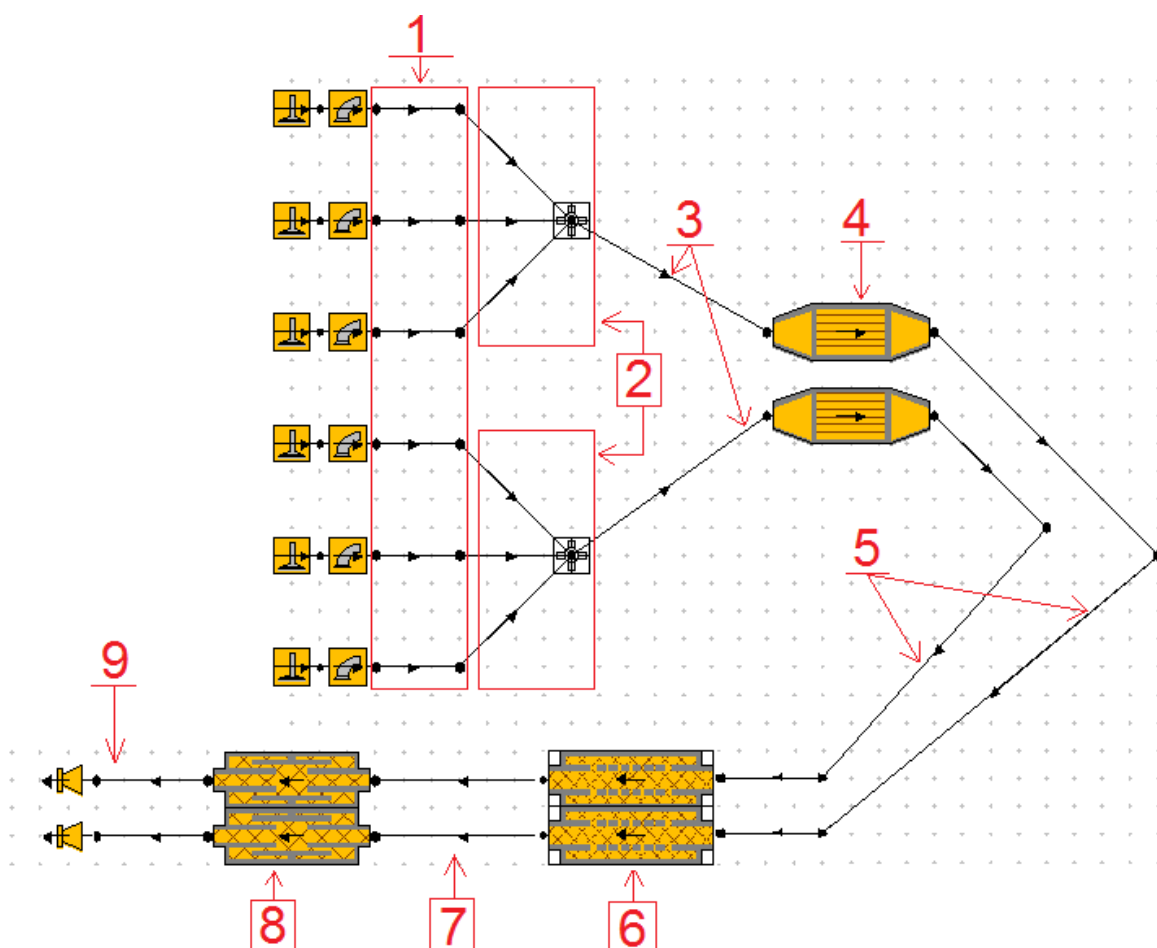
Obr. 46 - Matematický model optimalizovaného systému

Matematický model optimalizovaného systému se liší ve výfukovém systému. Všechny hodnoty veličin ve válcových jednotkách a v sacím traktu zůstávají bezezměny (viz. tabulka č. 4,5,6,7). Válcová jednotka obsahuje i prvky výfukového systému. Jsou to výfukové ventily a kanály. Tyto dvě komponenty se taktéž nemění. Změna se týká až výfukových svodů a dalších, k nim napojených, komponentů.

Systém optimalizované výfukové části modelu

Tabulka 10 – Hodnoty upraveného potrubí pro výfukovou část modelu

Ø potrubí výfukových svodů	38 mm
Ø výfukového potrubí	47 mm
Délka potrubí výfukových svodů	1130,7 mm
Délka potrubí ; konec svodů-katalyzátory	860 mm
Délka potrubí ; katalyzátory-první tlumič	675 mm
Délka potrubí ; první tlumič-druhý tlumič (koncový)	945 mm



Obr. 47 - Popis matematického modelu motoru optimalizované výfukové části

Popis obrázku č. 47:

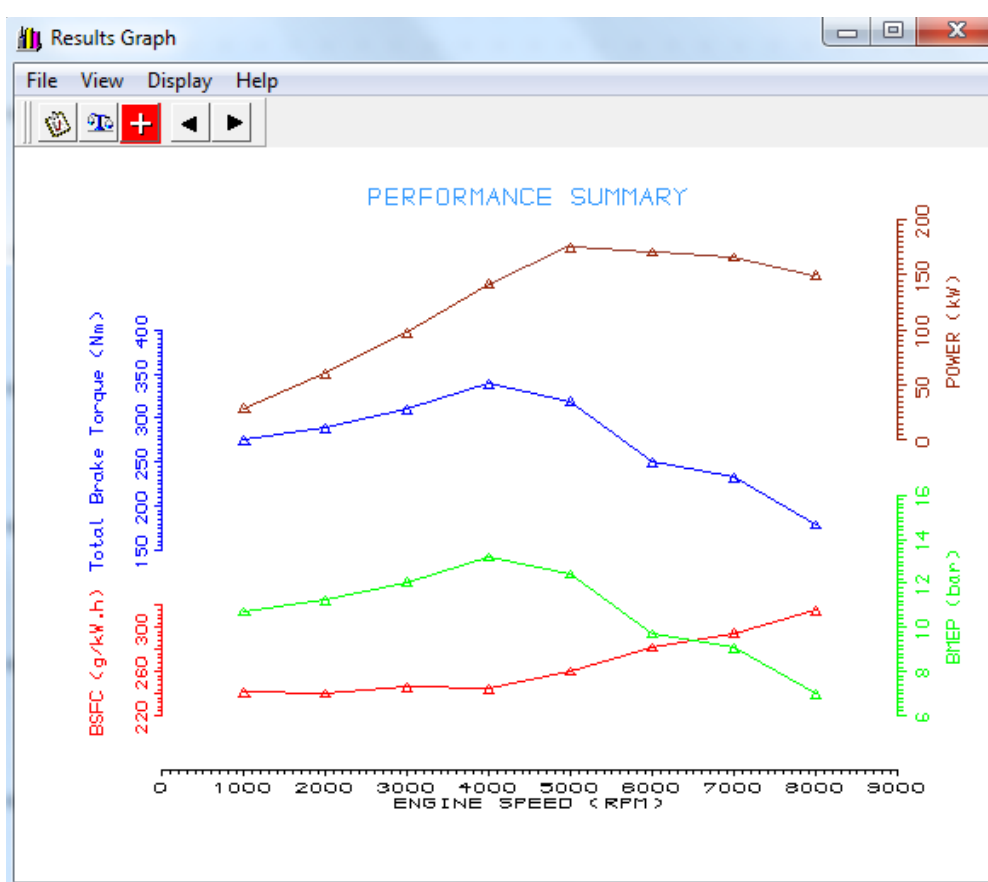
- 1 – Výfukové kanály
- 2 – Optimalizované výfukové svody sbíhající se každý do jednoho potrubí
- 3 – Potrubí mezi svody a katalyzátory
- 4 – Dvojice katalyzátorů
- 5 – Potrubí mezi katalyzátory a prvním absorpčním tlumičem
- 6 – První absorpční tlumič
- 7 – Potrubí mezi prvním a druhým tlumičem (koncovým)
- 8 – Druhý kombinovaný tlumič (koncový)
- 9 - Vyústění výfukového systému do atmosféry

Grafická charakteristika optimalizovaného systému

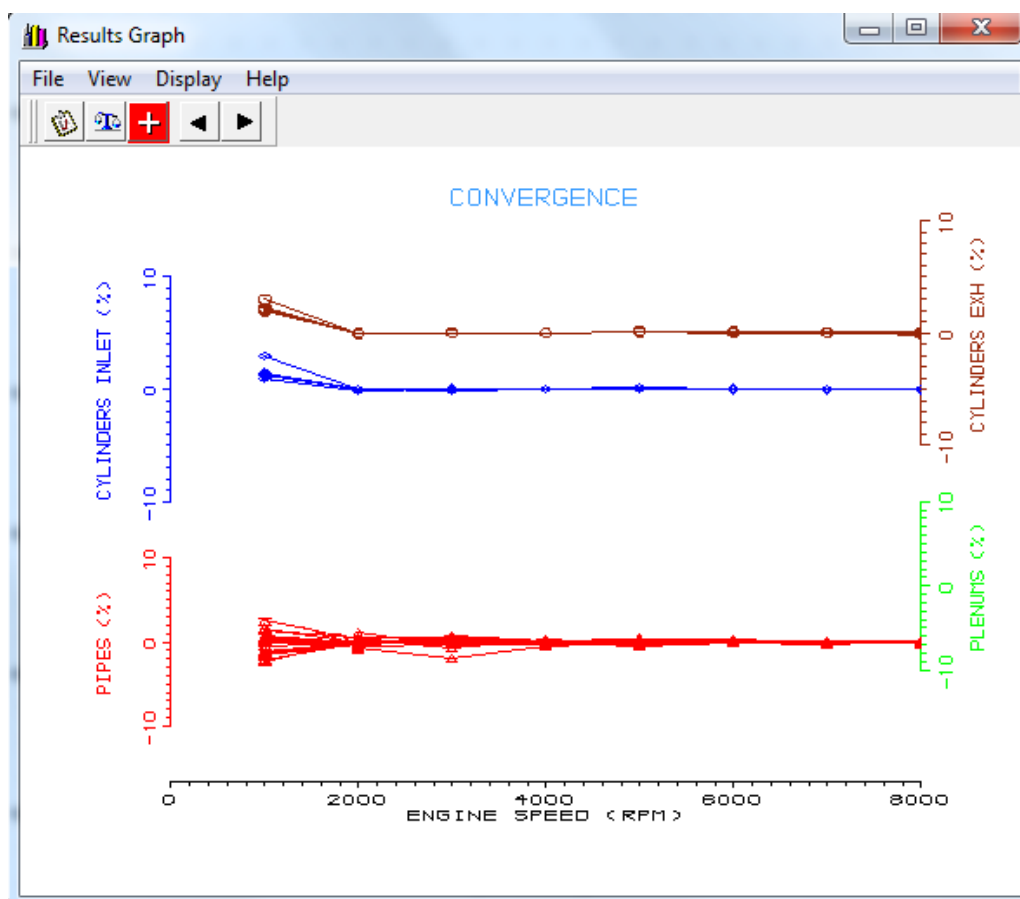
Byla provedena simulace matematického modelu optimalizovaného systému. Veškeré vysvětlení vstupních veličin je obsaženo v první části kapitoly č. 6. Výstupní hodnoty simulace jsou vypsány v tabulce č. 11 včetně zvýrazněných maximálních hodnot výkonu a kroutícího momentu. Tytéž hodnoty jsou vyobrazeny v grafu obrázku č. 48.

Tabulka 11 - Hodnoty simulace optimalizovaného systému

n [min^{-1}]	P_m [kW]	MT [N·m]	$BMEP$ [bar]	$BSFC$ [$\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$]	V_{eff} [%]	Conv	Cyc.
1000	28,83	275,28	10.72	241.26	82.8	Y	10
2000	60,48	288,79	11.24	240.12	86.1	Y	10
3000	97,33	309,81	12.6	245.89	95.5	Y	10
4000	141,9	328,77	13.19	244.44	103.4	Y	10
5000	177,58	318,85	12.41	260.39	103.5	Y	10
6000	156,92	249,74	9.72	281.65	87.7	Y	10



Obr. 48 - Graf - Momentová a výkonová charakteristika simulace optimalizovaného systému



Obr. 49 - Graf - konvergence systému

Z tabulky hodnot simulace optimalizovaného systému můžeme vidět určité zvýšení výkonu a kroutícího momentu oproti simulaci původního systému. Také při pohledu na graf konvergence systému je zřetelné, že upravené vstupní veličiny se nedají považovat za nereálné. Naopak, všechny hodnoty se drží okolo nuly, tudíž výsledek simulace optimalizovaného systému se dá považovat za reálný.

6.3 Skutečné změření výkonu motoru BMW M54B30 sériového provedení na výkonové brzdě

Jelikož se tato práce zabývá optimalizací výfukového systému, a sice konkrétně optimalizací výfukových svodů automobilu MBW e46 330i cabrio, který je na obrázku č. 42, tak v rámci porovnávání proběhlo skutečné měření výkonu. Toto měření se provedlo na Integrované střední škole automobilní v Brně (ISŠA). Po kontaktování tamního personálu mi bylo umožněno změřit výkon na výkonové brzdě v rámci školní výuky. Je zde nezbytné zmínit, že měření výkonu proběhlo za přítomnosti odborně školeného zaměstnance ISŠA, který provedl samotné měření výkonu. Celý průběh tohoto testu byl proveden dle předpisů.

Co se týče grafického prostředí programu na test výkonu, má ISŠA poněkud zastaralý program. Nebyla tu možnost okopírovat si soubor s výsledky v podobě grafů na přenosný disk. Tudiž byly pořízeny pouze fotografie grafů a výsledků.

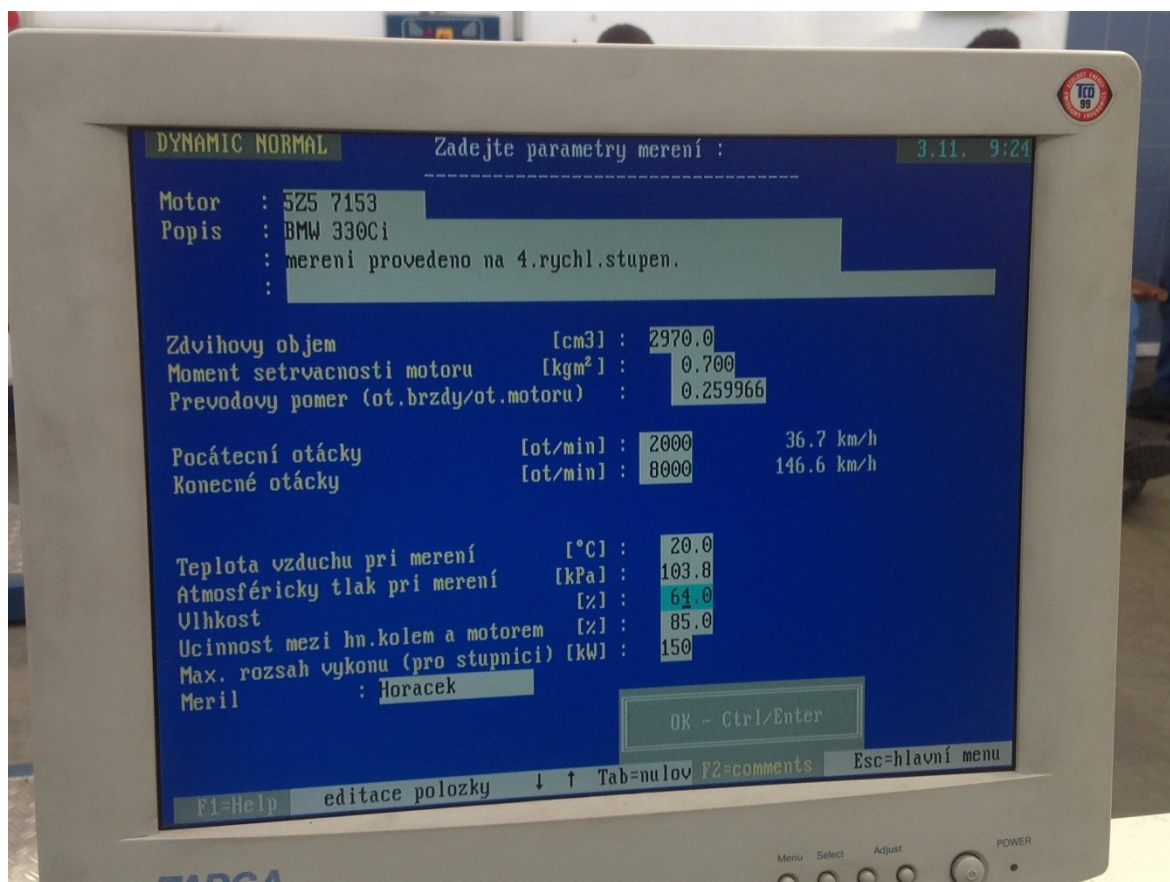
BMW e46 330i cabrio

BMW e46 bývá označováno za nejúspěšnější BMW třetí řady. Model e46 se vyráběl od roku 1998 do roku 2005. Nejsilnějším motorem “obyčejné” třídy byl třilitrový řadový šestiválec o výkonu 170 kW (231 hp), který disponoval kroutícím momentem 300 Nm. Zrychlení z 0 - 100 bývá udáváno výrobcem 6,5 sekundy. Konkrétně třilitrový motor s názvem M54B30 býval považován za jeden z nejlepších zážehových motorů na světě. I v dnešní době po dvanácti letech je tento motor uznávaný a velice ceněný. Jedinou vadou je náchylnost k větší spotřebě motorového oleje. Díky tenkým stěnám válců stačí, aby byl motor za studena vytáčen do vyšších otáček a došlo tak k narušení kruhovitosti válců, což má za následek protékání oleje do spalovacího prostoru válce.



Obr. 50 - Fotografie měřeného automobilu

Před samotným změřením výkonu automobilu bylo zapotřebí zadat několik vstupních parametrů. Na obrázku č.51 jsou všechny tyto hodnoty vypsány. Zdvihový objem, moment setrvačnosti motoru a převodový poměr se zadávali dle parametrů motoru automobilu a předepsaných hodnot systému měřícího programu. Počáteční a konečné otáčky s jejich rychlostmi automobilu byly zadány na základě dlouholetých zkušeností odborného pracovníka ISŠA. Tudíž kupříkladu konečné otáčky 8000 min^{-1} jsou reálně nedosažitelné. Tato hodnota je zadána kvůli rozsahu grafu a jeho přehlednosti. Taktéž konečná rychlost automobilu byla zadána jen orientačně 146 km/h. Poslední odstavec s hodnotami na obrázku č. 51 je nasimulování určitého odporu a celkových podmínek jízdy automobilu na silničních komunikacích.

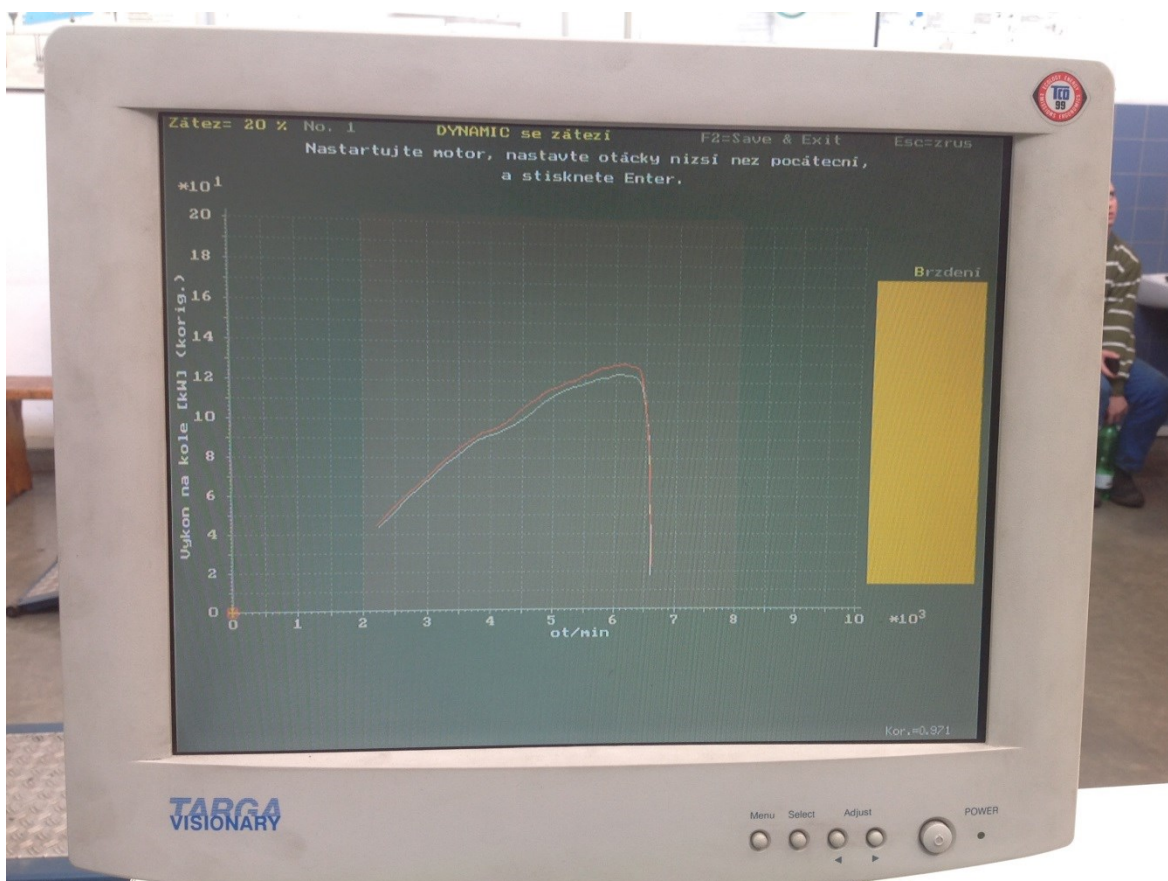


Obr. 51 - Zadávání vstupních veličin do systému výkonové brzdy

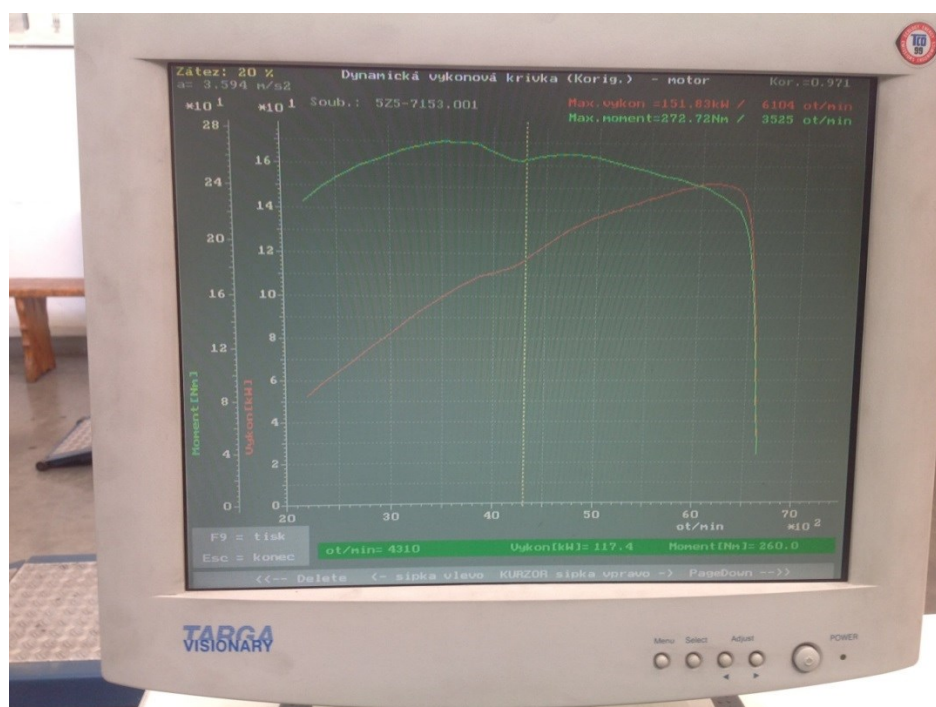
Na obrázku č. 52 probíhá samotné měření. Také je zde zřetelné, že je měřený automobil zajištěn bezpečnostními popruhy. Při měření výkonu je povinností umístit odsávání spalín výfukového systému. Také při opakovaném měření je zapotřebí umístit před sání automobilu výkonný ventilátor, který simuluje nápor vzduchu do sání. Toto opatření je z důvodu stání automobilu při měření výkonu. Automobil jakoby jede, ale stojí na místě. Nemá tudíž přirozený přísun vzduchu, který má funkci chlazení motoru. Bezpečnost je zde hodně důležitá, protože některá měřená auta na výkonové brzdě dosahují rychlostí přes 200 km/h.



Obr. 52 - Průběh měření automobilu na výkonové brzdě

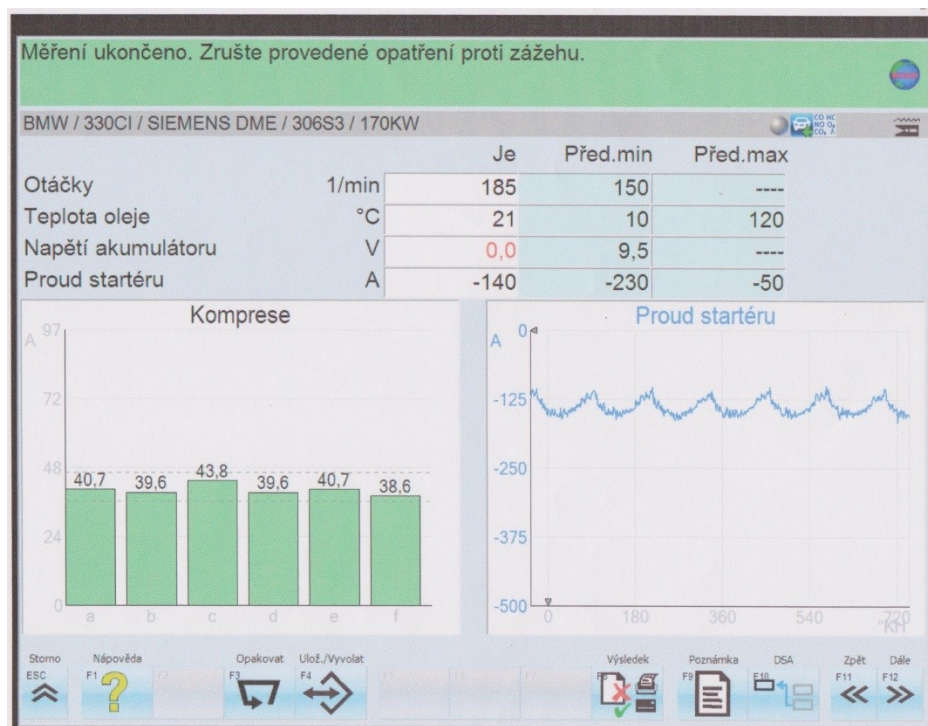


Obr. 53 - Průběh měření automobilu snímáný počítačem v příslušném programu



Obr. 54 - Výsledek měření automobilu na výkonové brzdě

Z měření automobilu je vidět, že reálné hodnoty neodpovídají psaným parametrům výkonu motoru v tabulkách výrobce. Konkrétní model BMW e46 s motorem M54B30 disponuje výkonem 170 kW a kroutícím momentem 300 Nm. Měření ukázalo velice překvapivý výsledek, téměř o 20 kW a 28 Nm méně. Také za zmínku stojí uvést, že při běžném provozu docházelo k opakovanému hlášení kontrolky nízké hladiny oleje. Spotřeba oleje se u tohoto modelu pohybovala okolo 0,3 dl na 100 km. Při průběhu měření bylo očividné “kouření” od 5000 min⁻¹ z výfukového systému. Musíme brát i zřetel na parametrickou odchylku každého vyrobeného motoru a také stáří automobilu. Po konzultaci s odborníkem nám bylo řečeno, že takový úbytek výkonu se nedá připisovat zohlednění odchylky výroby a stáří motoru. Po zjištění těchto velmi špatných hodnot proběhlo měření na brzdě dohromady šestkrát abychom se ujistili, že není chyba v měřicím přístroji. Následně proběhlo měření komprese válců nepřímou metodou pro vyloučení možnosti protékání oleje do spalovacího prostoru válce (Obr. 55).



Obr. 55 - Kontrola tlaku ve válcích nepřímou metodou



Obr. 56 - Optimalizované svody



Obr. 57 - Optimalizované výfukové svody omotané termo-páskou

7 Závěr

Prvotním úkolem před začátkem psaní práce bylo nastudování a prohloubení znalostí, které se týkají výfukových systémů. Během prohlubování mých znalostí jsem se seznámil s teorií proudění ve výfukových systémech, jejich vlivy na průběh výkonu motoru a možnosti, jak pomoci jejich využití, optimalizovat výfukový systém a moci tak zvýšit výkon motoru. Okrajově jsem byl seznámen se striktními homologačními normami kvůli dodržování limitu emisí a maximální hladiny zvuku automobilu při navštívení stanice technické kontroly.

Dalším úkolem bylo osvojení simulačního programu LOTUS ENGINE SIMULATION. Následoval popis programu a hlavně vysvětlení jeho možností, popis komponentů a práce v něm samotném. V tomto simulačním programu jsem provedl několik simulací. První ze simulací byla provedena z matematického modelu motoru BMW M54B30 s původním, sériově vyráběným systémem jak sacím, tak výfukovým. Další ze simulací již byla z upraveného matematického modelu motoru, taktéž BMW M54B30 s upraveným výfukovým systémem. Úprava výfukového systému spočívala v optimalizaci výfukových svodů a s tím spojené konstrukční řešení. Toto zmíněné konstrukční řešení spočívalo v optimalizaci výfukových svodů. Po této úpravě se konstrukčně změnila délka svodů a jejich průměr na základě výpočtů. Abych ovšem mohl provést tyto simulace, Musel jsem zjistit všechny potřebné vstupní hodnoty do simulačního programu. A to jak z technické specifikace udávané výrobcem, tak i fyzickým odměřováním rozměrů. Jelikož jsem měl

možnost zmiňované optimalizované výfukové svody nechat vyrobit, rozhodl jsem se zkusit tuto práci nenechat jen v teoretické rovině. Proto jsem se dostavil se svým automobilem na změření jeho výkonu s původním, sériově vyráběným výfukovým systémem. Mým cílem bylo tyto svody vyměnit místo původních a ověřit si, zda simulace souhlasí s reálnými hodnotami.

Specifikace motoru BMW M54B30 udává výkon 170 kW a kroutící moment 300Nm. Po provedení simulace s původním systémem, jsem se dostal opravdu na tyto hodnoty s menšími odchylkami. Po reálném změření výkonu automobilu na výkonové brzdě byly výsledky velice odlišné. Test ukázal výkon o 20 kW nižší a kroutící moment také nižší dokonce o 28 Nm. Při měření došlo také opětovně k neobvyklému úbytku motorového oleje. Proto byla provedena kontrola komprese ve válcích.

Druhá simulace, ve které byly změněny hodnoty týkající se optimalizovaných výfukových svodů, ukázala sice malý, ale pozitivní nárůst výkonu. Sledované hodnoty druhé simulace byly výkon s nárůstem 7 kW a kroutící moment s nárůstem 28Nm.

Seznam použité literatury

[1] JANALÍK, J., ŠTÁVA, P.: Mechanika tekutin [online]. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2002, 125 s. [cit. 2016-03-10]. ISBN 80-248-0038-1.

[2] <http://www.fsiforum.cz>

[3] <http://www.mjauto.cz>

[4] <http://www.chopper.kvalitne.cz>

[5] <http://forum.e46fanatics.com>

[6] <http://www.autoanything.com>

[7] <https://race-shop.cz>

[8] <http://www.dusek-automa.cz>

[9] <https://www.dpf-ftg.cz>

[10] <https://www.ngk.de>